

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční řešení podvozku elektromobilu
využitelného pro volnočasové aktivity a turismus
Machine Design Concept of an Electric Car
Chassis Usable for Free Time Activities and
Tourism

Student:

Bc. Petr Plášek

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Plášek**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Konstrukční řešení podvozku elektromobilu využitelného pro
volnočasové aktivity a turismus
Machine Design Concept of an Electric Car Chassis Usable for Free
Time Activities and Tourism**

Zásady pro vypracování:

cílem práce je návrh podvozku elektromobilu využitelného pro volnočasové aktivity pro firmu Moravský výzkum, s. r. o., Ostrava.

1. Proveďte rešerši typů a provedení podvozků u vozidel obdobného charakteru.
2. Navrhněte konstrukční řešení podvozku elektromobilu včetně mechanismů náprav a jejich odpružení.
3. Navrhněte subsystémy pohonů a jejich zdrojů.
4. Navrhněte přípojovací prvky pro účelové nástavby, které zpracovává Bc. Jiří Čoupek jako vlastní diplomovou práci.
5. Proveďte potřebné silové a pevnostní výpočty.
6. Zpracujete 3D model a výkresovou dokumentaci v rozsahu podle pokynů vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I a II*. Brno: VUT Brno, 1987.
Bolek, A. a kol. *Části strojů - svazek 1. a 2.* Praha: SNTL, 1990.
Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

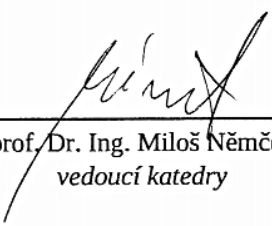
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015




prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě15. 5. 2015.....

..........

Petr Plášek

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školského stavení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15.5.2015



.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Petr Plášek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Šumvald 401, Šumvald

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PLÁŠEK, P. *Konstrukční řešení podvozku elektromobilu využitelného pro volnočasové aktivity a turismus: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 78 s. Vedoucí práce: Foltá, Z.

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení podvozku elektromobilu využitelného pro volno časové aktivity a turismus. V úvodu je srovnáno konstrukční řešení podvozku vozidel na elektrický pohon. Na základě srovnání je navrhnout podvozek elektromobilu. Obsahem je návrh konstrukčního řešení podvozku elektromobilu včetně mechanismů náprav a jejich odpružení, návrh subsystémů pohonů a jejich zdrojů, návrh připojovacích prvků pro účelové nástavby. Výkres sestavy horního ramene je uveden v příloze diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

PLÁŠEK, P. *Machine Design Concept of an Electric Car Chassis Usable for Free Time Activities and Tourism: Master Thesis*. Ostrava: VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machines Parts and Mechanisms, 2015, 78 p. Thesis head: Foltá, Z.

This thesis describes the design of the structural design of the chassis electric usable for leisure time activities and tourism. At the beginning of construction solutions are compared chassis electric vehicles. On the basis of comparison is designed electric chassis. It proposes the structural design of the chassis electric mechanisms including axles and suspension, drive the design of subsystems and their resources, design of connecting elements for special superstructures. Assembly drawing of the upper arm is shown in Annex thesis.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů.....	9
1 Úvod.....	13
1.1 Cíle diplomové práce.....	13
2 Přehled současných vozidel na elektropohon.....	14
2.1 Peugeot iOn.....	14
2.2 Courb C – ZEN.....	15
2.3 Venturi Amerika.....	16
2.4 Tesla Model S.....	17
2.5 BMW i3.....	18
2.6 GM HY-WIRE.....	19
2.7 Zhodnocení přehledu.....	20
3 Volba velikosti kola.....	21
3.1 Volba pneumatiky.....	21
3.1.1 Pneumatiky pro motocykly.....	21
3.1.2 Pneumatiky pro čtyřkolky.....	22
3.1.3 Pneumatiky pro automobily.....	22
3.2 Zvolená varianta pneumatik.....	22
3.3 Povolené zatížení a tlak v pneumatice.....	23
4 Návrh pohonu elektromobilu.....	24
4.1 Výpočet jízdních odporů.....	24
4.1.1 Rovnováha sil působících na vozidlo.....	24
4.1.2 Odpor valení O_f	25
4.1.3 Odpor stoupání O_s	25
4.1.4 Odpor vzduchu O_{vz}	25
4.1.5 Odpor zrychlení O_a	26
4.1.6 Průběh odporů v závislosti na rychlosti.....	26
4.1.7 Průběh otáček kola v závislosti na rychlosti.....	28
4.1.8 Průběh točivého momentu na rychlosti.....	28
4.2 Přehled pohonných elektromotorů.....	30
4.2.1 Electric Car Hub Motor.....	30
4.2.2 Electric Tricycle Hub Motor.....	31
4.2.3 High power hub motor serie KG.....	31
4.3 Volba elektromotoru.....	32
5 Zavěšení kol.....	33
5.1 Geometrie řízené nápravy.....	33

5.1.1 Úhel odklonu kola.....	33
5.1.2 Příklon rejdové osy σ	34
5.1.3 Poloměr rejdu r_o	34
5.1.4 Záklon rejdové osy τ	34
5.1.5 Úhel sbíhavosti.....	35
5.2 Kinematické vlastnosti nápravy.....	35
5.2.1 Střed klopení kol a střed klopení rámu.....	36
5.3 Základní parametry zavěšení kol.....	36
6 Návrh zavěšení kol.....	37
6.1 Přední náprava.....	37
6.2 Zadní náprava.....	38
7 Návrh odpružení podvozku.....	39
7.1 Tlumiče.....	39
7.2 Vinuté pružiny.....	39
7.3 Vliv parametrů nápravy.....	40
7.4 Naklápění vozidla.....	41
7.5 Návrh systému odpružení náprav.....	42
8 Pevnostní kontrola zavěšení kola.....	43
8.1 Výpočet sil působících na kolo v jízdních stavech.....	43
8.1.1 Vozidlo v klidu.....	46
8.1.2 Klidná jízda.....	46
8.1.3 Přímá jízda.....	47
8.1.4 Přejezd nerovnosti.....	47
8.1.5 Vozovka s výmoly.....	48
8.1.6 Prudké brzdění.....	48
8.1.7 Prudká akcelerace.....	49
8.1.8 Síly na kolo během jednotlivých stavů.....	49
8.2 Výpočet napětí v horním rameni pomocí MKP.....	50
8.2.1 Výpočtový model.....	50
8.2.2 Zadání okrajových podmínek.....	51
8.2.3 Analýza napjatosti a deformace v horním rameni.....	52
9 Návrh servomotoru řízení.....	54
9.1 Výpočet momentů pro návrh servomotoru.....	54
9.1.1 Smykové tření mezi pneumatikou a vozovkou.....	55
9.1.2 Vratný moment.....	55
9.2 Volba servomotoru řízení.....	56
10 Návrh rámu podvozku.....	57
11 Návrh brzdového systému.....	58

11.1 Návrh hydraulického brzdového systému.....	58
11.2 Výpočet dynamického zatížení	60
11.3 Výpočet potřebného tlaku v hydraulických okruzích.....	63
11.4 Výběr hlavních brzdových válců.....	64
11.5 Přepočet pro reálně použité komponenty.....	67
11.6 Použité komponenty.....	68
11.6.1 Brzdové třmeny.....	69
11.6.2 Brzdové kotouče.....	70
11.6.3 Brzdové válce.....	70
11.6.4 Pedál brzdy.....	71
12 Závěr.....	72
13 Použitá literatura.....	74
14 Přílohy.....	78

Seznam použitých značek a symbolů

a	Vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
a_z	Zpomalení	[m/s ²]
a_v	Zrychlení vozu	[m/s ²]
c_1	Tuhost pružiny	[N/m]
c_2	Tuhost pružiny	[N/m]
c_x	Součinitel odporu vzduchu	[-]
d	Průměr kola	[m]
d_p	Průměr drátu pružiny	[mm]
d_{MCP}	Průměr pístku hlavního brzdového válce předního okruhu	[mm]
d_{MCZ}	Průměr pístku hlavního brzdového válce zadního okruhu	[mm]
f_{pc}	Součinitel valivého odporu – polní cesta	[-]
f_s	Součinitel valivého odporu – asfaltová cesta	[-]
f_t	Součinitel smykového tření	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
h	Výška těžiště od země	[m]
i_B	Rozdělení brzdných sil	[-]
k	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_1	Koeficient vyjadřující závislost svislé síly na tuhosti pneumatiky	[-]
k_2	Koeficient vyjadřující závislost svislé síly na tuhosti pneumatiky	[-]
k_t	Součinitel tlumení	[kNs/m]
m_{BK}	Hmotnost brzdového kotouče	[kg]
m_{EL}	Hmotnost elektromotoru	[kg]
m_{HR}	Hmotnost horního ramena	[kg]
m_{KO}	Hmotnost kola	[kg]
m_{MAX}	Maximální rychlost	[km/h]
m_{NH}	Hmotnost neodpružených hmot	[kg]
m_{OH}	Hmotnost odpružených hmot	[kg]
$m_{P,Z}$	Maximální zatížení nápravy	[kg]
m_P	Statické zatížení přední nápravy	[kg]
m_{Pa}	Hmotnost páky	[kg]
m_{RT}	Hmotnost řídicí tyče	[kg]
m_{SRP}	Hmotnost spodního přímého ramena	[kg]
$m_{SRŠ}$	Hmotnost spodního šikmého ramena	[kg]
m_Z	Statické zatížení zadní nápravy	[kg]
m_T	Hmotnost těhlice	[kg]
m_{TP}	Hmotnost táhla přepákování	[kg]

n	Počet činných závitů	[-]
n_k	Závlek	[mm]
n_{MAX}	Maximální otáčky kola	[ot/min]
p_{MAXP}	Tlak v předním brzdovém okruhu	[MPa]
p_{MAXZ}	Tlak v zadním brzdovém okruhu	[MPa]
p_{MAXPa}	Maximální potřebný tlak v brzdovém okruhu předních brzd	[MPa]
p_{MAXZa}	Maximální potřebný tlak v brzdovém okruhu zadních brzd	[MPa]
p_{PR}	Tlak v brzdovém okruhu předních brzd	[MPa]
p_{ZR}	Tlak v brzdovém okruhu zadních brzd	[MPa]
r	Poloměr kola	[m]
r_{effP}	Efektivní poloměr předního brzdového kotouče	[mm]
r_{effZ}	Efektivní poloměr zadního brzdového kotouče	[mm]
r_d	Dynamický poloměr kola	[mm]
r_t	Třecí poloměr	[mm]
r_2	Rameno vratného momentu	[mm]
r_o	Poloměr rejdů	[mm]
s	Subtangent	[-]
v_{MAX}	Maximální rychlost	[km/h]
v_{45}	Rychlost vozu 45 km/h	[km/h]
z_{id}	Předpokládané maximální zpomalení vozu	[MPa]
z_0	Poměrné zpomalení	[-]
BT_{Pid}	Ideální brzdny moment na přední nápravě	[Nm]
BT_{Zid}	Ideální brzdny moment na zadní nápravě	[Nm]
D_2	Poměrný útlum	[-]
D_{Pr}	Střední průměr pružiny	[mm]
D_P	Průměr předního brzdového kotouče	[m]
D_Z	Průměr zadního brzdového kotouče	[m]
F	Hnací síla	[N]
F_B	Celková brzdná síla	[N]
F_{BPR}	Vyvinutá brzdná síla na kole přední nápravy	[N]
F_{BZR}	Vyvinutá brzdná síla na kole zadní nápravy	[N]
F_{BP_a}	Maximální brzdná síla přední nápravě	[N]
F_{BZ_a}	Maximální brzdná síla zadní nápravě	[N]
F_{BZ_v}	Normálová síla na zadní nápravě	[N]
$F_{BMAXPid}$	Ideální brzdná síla na přední nápravě	[N]
$F_{BMAXZid}$	Ideální brzdná síla na zadní nápravě	[N]
F_{BP_v}	Normálová síla na přední nápravě	[N]

F_{MCP}	Síla působící na píst brzdového válce předního okruhu (střední poloha vahadla) [N]	
F_{MCZ}	Síla působící na píst brzdového válce zadního okruhu (střední poloha vahadla) [N]	
F_t	Třecí síla	[N]
F_{PP}	Síla působící na píst hlavního brzdového válce přední brzdy	[N]
F_{PZ}	Síla působící na píst hlavního brzdového válce zadní brzdy	[N]
F_{Pp}	Síla působící na společné uložení brzdových válců	[N]
F_P	Ideální rozdělení brzdných sil při zpomalení	[N]
F_Z	Ideální rozdělení brzdných sil při zpomalení	[N]
F_8	Celková brzdná síla	[N]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
G_{MAX}	Maximální tíha vozidla	[N]
L	Rozvor náprav	[m]
L_4	Podélná síla na kolo – přejezd nerovnosti	[N]
L_5	Podélná síla na kolo – vozovka s výmoly	[N]
L_6	Podélná síla na kolo – prudké brzdění	[N]
L_7	Podélná síla na kolo – prudká akcelerace	[N]
M_{BPR}	Brzdný moment na přední nápravě	[Nm]
M_{BPa}	Maximální brzdý moment na přední nápravě	[Nm]
M_{BZR}	Brzdý moment na zadní nápravě	[Nm]
M_{BZa}	Maximální brzdý moment na zadní nápravě	[Nm]
M_h	Hnací moment	[Nm]
M_t	Třecí moment	[Nm]
M_{MAX}	Maximální moment motoru	[Nm]
$M_{Zrč}$	Moment zrychlených rotujících částí	[Nm]
M_{σ}	Vratný moment	[Nm]
N_{S1}	Normálová síla na kolo – vozidlo v klidu	[N]
N_{S2}	Normálová síla na kolo – klidná jízda	[N]
N_{S3}	Normálová síla na kolo – přímá jízda	[N]
N_{S4}	Normálová síla na kolo – přejezd nerovnosti	[N]
N_{S5}	Normálová síla na kolo – vozovka s výmoly	[N]
N_{S6}	Normálová síla na kolo – prudké brzdění	[N]
N_{S7}	Normálová síla na kolo – prudká akcelerace	[N]
$N_{V,H}$	Normálové zatížení kola	[N]
O_f	Odpor valení	[N]
O_a	Odpor zrychlení	[N]
O_{vz}	Odpor vzduchu	[N]
O_s	Odpor stoupání	[N]
P_Z	Podíl zatížení připadající na přední nápravu	[%]

P_E	Maximální nožní síla na pedál	[N]
P_R	Pedálový poměr	[-]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
S_{MCP}	Plocha pístku hlavního brzdového válce předního okruhu	[m ²]
S_{MCZ}	Plocha pístku hlavního brzdového válce zadního okruhu	[m ²]
S_P	Čelní plocha válců předního brzdového třmenu	[m ²]
S_x	Čelní plocha vozidla	[m ²]
S_Z	Čelní plocha válců zadního brzdového třmenu	[m ²]
S_h	Efektivní výška brzdových kotoučů	[mm]
S_2	Boční síla na kolo – klidná jízda	[N]
S_3	Boční síla na kolo – přímá jízda	[N]
S_4	Boční síla na kolo – přejezd nerovnosti	[N]
S_5	Boční síla na kolo – vozovka s výmoly	[N]
T_P	Rozchod přední nápravy	[m]
T_Z	Rozchod zadní nápravy	[m]
X	Síla v ose x	[N]
Y	Síla v ose y	[N]
Z	Síla v ose z	[N]
Z_Z	Podíl zatížení připadající na zadní nápravu	[%]
α	Úhel stoupání	[°]
δ_o	Úhel sbíhavosti	[°]
μ_P	Součinitel přilnavosti na přední nápravě	[-]
μ_{F1}	Koeficient vlivu zatížení kola a stavu vozovky – střední kvalita vozovky	[-]
μ_{F2}	Koeficient vlivu zatížení kola a stavu vozovky – vozovka s výmoly	[-]
μ_{LB}	Koeficient využití záběru	[-]
μ_Z	Součinitel přilnavosti na zadní nápravě	[-]
μ_L	Koeficient tření mezi destičkou a kotoučem	[-]
σ_{red}	Redukované napětí podle metody HMM	[MPa]
σ	Příklon rejdové osy	[°]
τ	Záklon rejdové osy	[°]
γ	Odklon kola	[°]
χ	Koeficient relativní výškové polohy těžiště	[-]
ψ_b	Koeficient relativní podélné polohy těžiště	[-]
ψ	Úhel naklopení karoserie	[°]

1 Úvod

Práce se zabývá konstrukčním návrhem podvozku elektromobilu využitelného pro volný čas a turismus. Téma zpracovávám pro společnost Moravský výzkum, s.r.o. .

V důsledku neustálého zvyšování cen pohonných hmot a znečištěného ovzduší se mnohé firmy zabývají vývojem vozidel na elektrický pohon. Vozidlo se spalovacím motorem je mechanicky složitější, má však větší dojezd než elektromobil. Vozidlo na elektrický pohon má poměrně jednoduchý elektromotor a je ekologické. Složitější je elektronika pohonu motoru, která vyžaduje pro svou výrobu určité technologie, na trhu je však dostupná. Nezbytnou součástí elektromobilů je zásobárna elektrické energie. K uchovávání energie slouží baterie nebo dočasně kapacitátory. Nevýhodou elektromobilů je nízký dojezd na baterie a cena baterií. Nové technologie se neustále vyvíjí a je jen otázkou času, kdy budeme mít elektromobily, které se svým dojezdem vyrovnají klasickým automobilům.

Podvozek obecně tvoří styčnou část dopravních prostředků, strojů a zařízení pohybujících se po pevné, kapalně nebo sypké ploše. Podvozek dopravního prostředku se skládá z částí: kolo s pneumatikou, zavěšení kola, odpružení, tlumení, řízení, brzdová soustava apod.

Návrhem karoserie a vnitřního prostoru se bude zabývat kolega Bc. Jiří Čoupek. Karoserii (nástavbu) bude možno zaměnit za jiné typy.

1.1 Cíle diplomové práce

Cílem diplomové práce bude:

1. Přehled současných vozidel na elektropohon.
2. Návrh pneumatiky.
3. Návrh pohonu elektromobilu.
4. Návrh zavěšení kol.
5. Pevnostní kontrola.
6. Návrh odpružení podvozku.
7. Návrh rámu a připojovacích prvků vozidla.
8. Návrh brzdového systému.

2 Přehled současných vozidel na elektropohon

V této kapitole uvádím vybrané elektromobily, které mi sloužily jako inspirace pro návrh podvozku elektromobilu. Jedná se o sériové a malosériové vozy, dále zde uvedu speciální prototyp GM BY-WIRE od firmy General Motors. V přehledu jsem se zaměřil na konstrukci vozů, jejich parametry a v závěru provedu zhodnocení. Na trhu je možné najít spoustu elektromobilů továrních značek nebo i elektromobilů malosériových. Je však na zákazníkovi, zda bude elektromobil využívat na cestu do práce nebo jako rodinný vůz.

2.1 Peugeot iOn

Jedná se o malý čtyřdveřový vůz pro čtyři osoby. Svojí velikostí 3,48 m se nachází ve třídě mini vozů. Je určený do městského provozu. Koncepte vozu je obdobná jako klasické vozy se spalovacím motorem, karoserie je samonosná a podvozek je k ní upevněn. Rozdíl je v uložení motoru. Ten se nachází v zadní části a pohání zadní kola přes jednostupňovou převodovku. Řídící elektronika je umístěna blízko motoru a baterie jsou pod zadními sedadly. Maximální dojezd byl snížen ze 160 km na 130 km. Používá lithium-iontové baterie o výkonu 16 kWh. Maximální výkon elektromotoru je 47 kW a max. rychlost 130 km/h. Na stejné platformě je postaven také Citroën C-zero a Mitsubishi iMiEV. Elektromobily se od sebe liší jen designem [7].



Obr. 2.1 Peugeot iOn [7]

Tab. 1 Technické parametry vozu Peugeot iOn [7]

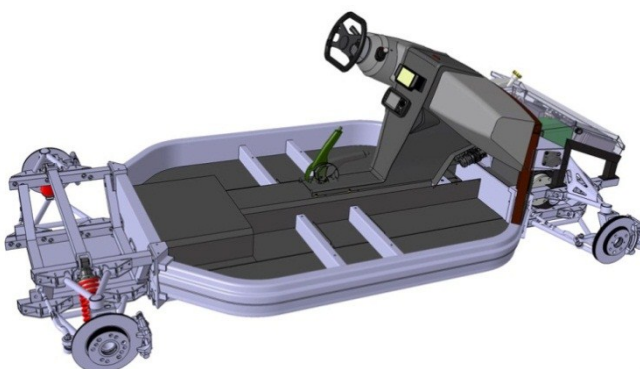
Typ elektromotoru	Třífázový synchronní elektromotor
Výkon elektromotoru	49 kW
Točivý moment elektromotoru	180 Nm
Typ baterií	Lithium-iontové
Energie baterií	16 kWh
Dojezd	150 km
Maximální rychlost	130 km/h
Rozměry (d x š x v)	3480 x 1792 x 1608 mm
Rozvor	2550 mm
Velikost pneumatik	P-145/65 R15, Z-175/55 R15
Hmotnost	1120 kg

2.2 Courb C – ZEN

Jedná se o malý dvoudveřový vůz určený pro dvě osoby, který existuje ve dvou karosářských verzích hatchback a také jako pick-up. V zadní části se nachází zavazadlový prostor. Auto je určeno pro rozvážení nákladu po městě. Francouzské firmě Courb trval vývoj vozu 10 let. Vozidlo se liší od všech konvenčních vozů svojí stavbou. Základním prvkem vozu je rám zhotovený z profilů. Použitým materiálem je hliník, z důvodu nižší hmotnosti. Zavěšení předních a zadních kol je řešeno pomocí dvou vůči sobě skloněných ramen, která tvoří lichoběžník. Horní rameno předního zavěšení kola tvoří páku, přes kterou je stlačován tlumicí prvek. V zadní části je tlumicí prvek připojený přímo na spodní rameno. O pohon se stará asynchronní elektromotor o výkonu 15 kW umístěný v přední části a pohání přední kola přes automatickou převodovku CVT a diferenciál. Karoserii tvoří dílce z ABS plastu připevněné na rám vozu. Cena elektromobilu je kolem 600 000 Kč [8].



Obr. 2.2 Courb C – ZEN [8]



Obr. 2.3 Podvozek Courb C – ZEN [8]

Tab. 2 Technické parametry vozu Courb C – ZEN [8]

Typ elektromotoru	Asynchronní elektromotor
Výkon elektromotoru	15 kW
Točivý moment elektromotoru	100 Nm
Typ baterií	Lithium-iontové
Energie baterií	12,4 kWh
Dojezd	120 km
Maximální rychlost	110 km/h
Rozměry (d x š x v)	3423 x 1926 x 1429 mm
Rozvor	2358 mm
Velikost pneumatik	175/65 R15
Hmotnost	650 kg

2.3 Venturi Amerika

Venturi Amerika je dvousedadlový vůz s karosérií typu targa („s otevřenou střechou“). Svoji stavbou zapadá do kategorie crossoverů, tedy kombinace terénní a sportovní karoserie. Vozidlo disponuje světlou výškou 280 mm, což bohatě stačí na překonání terénních nerovností. Podvozek vozu je samonosný a skládá se ze tří částí. Střední část tvoří monokok z kompozitních materiálů vyztužený hliníkovými voštinovými panely. Přední a zadní část tvoří pomocné rámy z hranatých profilů. Zavěšení kol je klasické lichoběžníkové. Tlumičím prvkem jsou kapalinové tlumiče s vinutými pružinami. Baterie jsou umístěné ve střední části vozu z důvodu rozložení hmotnosti a ochrany proti poškození. Pohonnou jednotkou je zde třífázový synchronní elektromotor umístěný v zadní části vozu. Točivý moment motoru je přenášén přes jednostupňovou převodovku na zadní kola. Kapotáž vozu je kvůli snížení hmotnosti vyrobena z kompozitních materiálů. Na obr. 2.5 je odhalený podvozek vozu [9].



Obr. 2.4 Venturi Amerika [9]



Obr. 2.5 Podvozek Venturi Amerika [9]

Tab. 3 Technické parametry vozu Venturi Amerika [9]

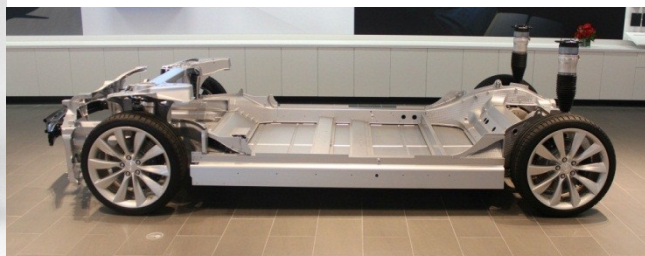
Typ elektromotoru	Třífázový synchronní elektromotor
Výkon elektromotoru	300 kW
Točivý moment elektromotoru	480 Nm
Typ baterií	Lithium-polymerové
Energie baterií	53 kWh
Dojezd	250 km
Maximální rychlost	220 km/h
Rozměry (d x š x v)	4125 x 2060 x 1450 mm
Rozvor	2670 mm
Velikost pneumatik	P – 255/45 R20, Z – 275/45 R20
Hmotnost	1525 kg

2.4 Tesla Model S

Tesla Model S je pětímístný rodinný sedan. Svými rozměry se nachází ve třídě vyšších středních vozů. Samonosná karoserie vozu je zhotovena z hliníkových plechů a odlitků spojených svařováním. Použití hliníku jde na úkor snížení celkové hmotnosti vozu. Na karoserii jsou upevněny pomocné rámy v přední a zadní části, které nesou závěsy kol a pohon. Všechna kola jsou nezávisle zavěšena na víceprvkovém závěsu. Tlumícím prvkem jsou zde plynové vzpěry. Zvyšují komfort jízdy. Při objednávce vozu si zákazník může vybrat ze tří kapacit výkonu zdroje. Na výběr je 40, 60 nebo 85 kWh. Zdroj tvoří soustava více než 7000 článků. Svoje místo zaujímá v podlaze vozu. Třífázový asynchronní elektromotor o výkonu 310 kW je umístěn v zadní části vozu a pohání zadní kola přes jednostupňovou převodovku. Dojezd je závislý na použitých bateriích, pohybuje se v rozmezí od 255 do 500 km. Vývoj vozu pokračuje dále. Došlo například ke zvýšení celkového výkonu vozu přidáním dalšího asynchronního elektromotoru o výkonu 165 kW na přední nápravu. Celkový výkon vozu je 515 kW. Nyní se z něj stalo vozidlo s pohonem všech čtyř kol. Design karoserie působí luxusním dojmem. Tesla Model S je považován za vrchol elektromobilů na světě [10].



Obr. 2.6 Tesla Model S [10]



Obr. 2.7 Podvozek Tesla Model S [10]

Tab. 4 Technické parametry vozu Tesla Model S [10]

Typ elektromotoru	Asynchronní elektromotor
Výkon elektromotoru	310 kW
Točivý moment elektromotoru	600 Nm
Typ baterií	Lithium-polymerové
Energie baterií	40, 60 a 85 kWh
Dojezd	Až 500 km
Maximální rychlost	210 km/h
Rozměry (d x š x v)	4976 x 1963 x 1435 mm
Rozvor	2959 mm
Velikost pneumatik	-
Hmotnost	2100 kg

2.5 BMW i3

Bmw i3 je čtyřmístný osobní elektromobil, zařazený svojí délkou do kategorie malých vozů. Konstrukce vozu je tvořena revoluční koncepcí LifeDrive, skládá se ze dvou samostatných modulů, spodní rám *Drive* je hliníkový s poháněcí soustavou a akumulátory Li-Ion. Horní část *Life* tvoří lehká karoserie z uhlíkových kompozitů. Všechna kola jsou nezávisle zavěšena na víceprvkových závěsech. Kvůli snížení vzdušného a valivého odporu je vůz osazen 155 mm širokými devatenácti palcovými koly z lehkých slitin. Baterie o výkonu 22 kWh jsou umístěné ve středu vozu. Rozložení hmotnosti vozu je v poměru 50:50, což je ideální stav. Synchronní elektromotor umístěný v zadní části pohání zadní kola přes jednostupňovou převodovku. Vůz může být vybaven tzv. prodlužovačem dojezdu (Range Extender) v podobě spalovacího motoru s generátorem. Jedná se o dvouválcový spalovací motor z motocyklu BMW se zdvihovým objemem 647 cm³ a výkonu 34 k. Dojezd se tím prodlouží o 140 km. Lehká karoserie z uhlíkových vláken přispívá k nízké hmotnosti 1195 kg. Dveře otvíratelné proti sobě umožňují pohodlné nastupování a vystupování z vozu [11].



Obr. 2.8 BMW i3 [11]



Obr. 2.9 Podvozek BMW i3 [11]

Tab. 5 Technické parametry vozu BMW i3 [11]

Typ elektromotoru	Synchronní elektromotor
Výkon elektromotoru	125 kW
Točivý moment elektromotoru	250 Nm
Typ baterií	Lithium-iontové
Energie baterií	22 kWh
Dojezd	130-160 km
Maximální rychlost	150 km/h
Rozměry (d x š x v)	3999 x 1775 x 1578 mm
Rozvor	2570 mm
Velikost pneumatik	155/70 R19
Hmotnost	1195 kg

2.6 GM HY-WIRE

GM Hy-wire je prototyp automobilu na vodíkový pohon, který zkonstruovala firma General Motors. Jedná se o „vozidlo budoucnosti“ využívající pro pohon vozidla elektrické energie z vodíku, další zvláštností je řízení vozidla systémem „by-wire“ neboli řízení po drátech. Podvozek vozu je samonosný, vyrobený z hliníkových profilů. Kola jsou zavěšena na dvojítech příčných ramenech. Pohonnou jednotkou je třífázový asynchronní elektromotor umístěný v přední části vozu. Palivové články, které dodávají systému elektrické napětí, a veškerá elektronika je umístěna v podvozku. Zásobníky vodíku tvoří tři kompozitní tlakové nádoby, které pojmu až 2 kg stlačeného vodíku. Automobil nemá mechanickou vazbu mezi řidičem a ovládáním natočení kol ani brzdného účinku. Vše je zde řešeno elektronicky. Natočení volantu je snímáno senzory a řídící jednotka pak posílá signály do elektromotoru, který natáčí kola do požadovaného směru. Výhodou tohoto systému je, že elektronika v kritické chvíli natočí kola tak, aby nedošlo ke kolizi v silničním provozu. Dále lze softwarově měnit převodový poměr řízení. Další výhodou je umístění volantu kdekoli v karoserii (vepředu, vzadu, vpravo nebo vlevo). To umožňuje určitou variabilitu výměnných karoserií a žádné omezení. Unikátností vozu je i zaměnitelnost karoserie rodinného typu pro čtyři až pět cestujících na užitnou pro převoz nákladu. Karoserie je na podvozek přišroubována na deseti kotevních bodech a pomocí konektoru spojena s elektronikou podvozku. Design karoserie je futuristický. Velmi prostorná karoserie je vyrobena z laminátu, vyztužena ocelovými prvky. Klasický volant zde nenajdeme, ovládacím prvkem vozu je modifikovaný volant s otočnými rukojeťmi. Natáčením se zrychluje nebo zpomaluje. Pohled za sebe je vyřešen pomocí kamer, které promítají obraz na displej umístěný po stranách [12].



Obr. 2.10 Podvozek GM HY-WIRE [12]



Obr. 2.11 GM HY-WIRE [12]

Tab. 6 Technické parametry vozu GM HY-WIRE [12]

Typ elektromotoru	Asynchronní elektromotor
Výkon elektromotoru	60 kW
Točivý moment elektromotoru	215 Nm
Typ baterií	Palivové články
Energie baterií	- kWh
Dojezd	- km
Maximální rychlost	- km/h
Rozměry (d x š x v)	5000 x 1870 x 1570 mm
Rozvor	3114 mm
Velikost pneumatik	P – R20, Z – R22
Hmotnost	1900 kg

2.7 Zhodnocení přehledu

Přehled jsem pojal ze široka a popsal v něm konstrukce aktuálních elektromobilů. První vůz PEUGEOT iOn je určený do městského provozu. Výhodou jsou malé rozměry a možnost převozu čtyř osob.

Druhý vůz Courb C – ZEN nabízí dvě varianty karoserií a to hatchback nebo pick-up. Díky hliníku je konstrukce rámu poměrně lehká.

Třetí vůz Venturi Amerika je elektromobil pro volný čas, vhodný do terénu ale i na cestu. Světla výška podvozku je 280 mm. Zavěšení kol je nezávislé lichoběžníkové s dvojicí nad sebou umístěných ramen.

Čtvrtý vůz Tesla Model S lze pořídit s pohonem všech čtyř kol (4x4) a navýšit tak celkový výkon vozu.

Pátým vozem přehledu je Bmw i3, který má přídatný spalovací motor (Range Extender) pro navýšení dojezdu vozu.

Posledním šestým vozem je prototyp GM Hy-wire. Jeho koncepce jde cestou výměnných karoserií, což umožňuje využít jeden podvozek na více typů karoserií. S tím je spojené i ovládání vozu By-wire. Tento systém řízení má mnoho výhod, např. umožňuje vytvořit jakoukoliv karoserii vozu bez omezení dané polohou ovládacích prvků nebo dovoluje použití autonomního řízení.

3 Volba velikosti kola

Obecně kolo tvoří styčnou část mezi vozidlem a vozovkou. Nese zatížení od hmotnosti vozidla, přepravovaných osob a nákladu. Přenáší hnací moment, brzdný moment a boční síly na vozovku. Je také důležitým prvkem v odpružení vozidla, zvyšuje jízdní komfort a pohodlí cestujících. Kolo se skládá ze dvou částí a to z pneumatiky a ráfku.

3.1 Volba pneumatiky

Volbu vhodné pneumatiky jsem provedl po zmapování trhu s pneumatikami na nejrůznější jednostopá nebo dvoustopá vozidla. Postupoval jsem od pneumatik pro lehčí až po těžší vozidla.

Jak vyplývá ze zadání, nominální valivý průměr pneumatiky musí být minimálně 450 mm. Stanovil jsem si omezující podmínku vnějšího průměru na 600 mm, kvůli dimenzování pohonu. Další omezující podmínkou je maximální zatížení kola. Na nápravu připadá z celkové hmotnosti maximálně 580 kg. V tomto rozmezí jsem hledal pneumatiky vhodné do terénu i na cestu.

3.1.1 Pneumatiky pro motocykly

Na trhu je možné pořídit pneumatiky na silniční skútry, na obr. 3.1. Výhody této pneumatiky jsou: nízká hmotnost, vhodné rozměry a nosnost. Ekvivalentní pneumatiku do terénu jsem hledal u krosových motorek. Lze pořídit přibližně stejné rozměry pneumatik jak na kola skútrů. Jenže žádná nebyla dostatečně únosná pro podvozek.



Obr. 3.1 Pneumatika pro silniční skútr [13]



Obr. 3.2 Pneumatika pro krosové motorky [14]

3.1.2 Pneumatiky pro čtyřkolky

Segment pneumatik pro čtyřkolky je rozmanitý. Pneumatiky se vyrábí na ráfky od 6 po 15 palců. Většinou jsou podle určení čtyřkolek do terénu. Výhody pneumatik jsou: nízká hmotnost, rozměry a dezén vhodný do terénu. Problém nastává v ekvivalentní pneumatice pro silniční provoz. Lze pořídit i silniční pneumatiku, ale v rozdílných vnějších rozměrech jako u terénních. Uvažoval jsem nad kombinací skútrové pneumatiky na cestu a do terénu s pneumatikou pro čtyřkolky. Setkal jsem se s velmi odlišným až skokovým rozdílem v celkovém průměru pneumatiky nevýhodném pro dimenzování pohonu vozidla.

3.1.3 Pneumatiky pro automobily

Nabídka pneumatik pro osobní a lehká terénní vozidla je velmi široká. Pneumatiky se vyrábí pro letní a zimní období nebo na celoroční použití. Vyrábí se také pneumatiky pro terénní vozidla nebo pro krosové závody. Výhody jsou v širokém rozsahu rozměrů, typů dezénů a únosnosti. Nevýhody jsou ve vyšší hmotnosti pneumatiky ve srovnání s předchozími pneumatikami. Terénní pneumatika by měla mít hrubší dezén, aby neztratila adhezi v terénu. Nabízí se varianta krosových pneumatik, jenže nejsou homologované pro silniční provoz.

3.2 Zvolená varianta pneumatik

Terénní pneumatika

Do terénu volím pneumatiku pro zimní provoz s hrubším dezénem od firmy Vraník s.r.o. . Jedná se o protektorovanou pneumatiku o rozměrech 185/65 R14 obr. 3.3. Nominální valivý průměr pneumatiky je $d = 0,5961$ m.

Tab. 7 Parametry terénní pneumatiky [15]

Nominální valivý průměr	0,5961 m
Šířka pneumatiky	185 mm
Profil	65 %
Velikost ráfku	14 "
Název dezénu	HPL 4
Index nosnosti	86 (530 kg)
Index rychlosti	T (190 km/h)



Obr. 3.3 Protektor 185/65 R14 [15]

Silniční pneumatika

U silniční pneumatiky je důležité, aby kladla co nejmenší odpor a měla dostatečnou adhezi při jízdě. Zároveň musí mít stejný průměr jako terénní pneumatika. Na elektromobil je možné nasadit i větší průměr disku za předpokladu, že se změní profil a šířka pneumatiky, ale průměr zůstane přibližně stejný. V tab. 8 jsem vypsál rozměry alternativní pneumatiky s větším průměrem disku. Lze tedy volit mezi 14 a 15palcovými disky. Zajímavá může být varianta pneumatiky o rozměru 165/65 R15. Pneumatika má větší radiální tuhost na úkor snížení valivého odporu kola. Základní rozměr pneumatik volím 185/65 R14.

Tab. 8 Rozměry pneumatik

Varianta	Označení	Vnější průměr d
1.	185/65 R14	0,5961 m
2.	165/65 R15	0,5955 m



Obr. 3.4 Dezén silniční pneumatiky [16]

3.3 Povolené zatížení a tlak v pneumatice

Povolené maximální zatížení pneumatiky je uvedené na pneumatice za označením velikosti ve formě čísla před písmenem, např. 86T. Hmotnostní index určuje maximální nosnost pneumatiky při rychlosti určené kategorií rychlosti za daných specifických podmínek [1].

Tlak v pneumatice vychází z hmotnostního indexu a zatížení pneumatiky. Zvolené pneumatiky mají hmotnostní index 86 (do 530 kg). V tabulce uvádím hodnoty tlaku v pneumatice pro určité zatížení. Hodnoty převzaty z [3].

Tab. 9 Závislost tlaku v pneumatice na zatížení [3]

Tlak v MPa	Zatížení pneumatiky v kg
0,11	282
0,12	299
0,13	317
0,14	335
0,15	350
0,16	370
0,17	390
0,18	410
0,19	425
0,20	445
0,21	460
0,22	480

4 Návrh pohonu elektromobilu

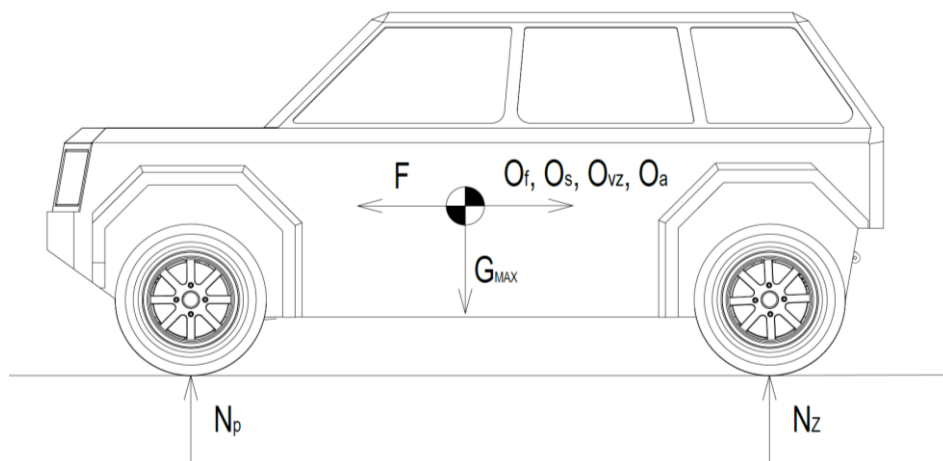
Ze zadání vyplývá požadavek na pohon všech čtyř kol (4x4). Pohonné elektromotory musí být dimenzovány tak, aby nebylo nutné použít vodní chlazení. Elektromotory umístím přímo do kola. Z tohoto řešení vyplývají jisté výhody, např. prostorová nenáročnost a jednoduchá konstrukce nebo nízké těžiště.

4.1 Výpočet jízdních odporů

Jelikož neznám skutečné parametry vozidla. Provedl jsem návrhový výpočet jízdních odporů vozidla. Při výpočtu hnací síly vozidla vycházím z rovnováhy sil působících na vozidlo. Výstupem bude graf závislosti hnací síly na rychlosti vozidla.

4.1.1 Rovnováha sil působících na vozidlo

Sestavil jsem rovnici rovnováhy sil působících na vozidlo v určitých stavech, např. když vozidlo jede po asfaltové silnici nebo po polní cestě, po rovině nebo do svahu. Stanovil jsem podmínku, že by vozidlo mělo být schopné jízdy po polní cestě nakloněné o úhel $\alpha = 5,711^\circ = 10\%$, rychlostí $v_{45} = 45 \text{ km/h}$, $a_v = 0 \text{ m/s}^2$.



Obr. 4.1 Rovnováha sil působících na vozidlo

Rovnice rovnováhy sil

$$F = O_f + O_s + O_{vz} + O_a \quad (4.1)$$

$$F = 1952,3 + 976,2 + 63,8 + 0$$

$$F = 2992,2 \text{ N}$$

4.1.2 Odpor valení O_f

Valivý odpor vzniká v důsledku deformace pneumatiky při styku s pevnou podložkou. Při otáčení dojde k posunutí normálové síly o určitou vzdálenost ve směru pohybu. Tuto vzdálenost nazýváme rameno valivého odporu. Velikost ramena je závislá např. na stavu povrchu vozovky, nahuštění pneumatiky atd. Ve výpočtu počítám se součinitelem odporu valení pro asfaltovou f_s a pro polní cestu f_{pc} .

Volím:

Součinitel odporu valení pro asfaltovou silnici $f_s = 0,015$ [2].

Součinitel odporu valení pro polní cestu $f_{pc} = 0,2$ [2].

Celková hmotnost vozidla $m_{MAX} = 1000$ kg.

Poloměr pneumatiky $r = \frac{d}{2} = \frac{0,5961}{2} = 0,298$ m.

$$O_f = G_{MAX} \cdot f \quad (4.2)$$

$$O_f = m_{MAX} \cdot g \cdot f_s \cdot \cos \alpha$$

$$O_f = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,2 \cdot \cos 5,711^\circ$$

$$O_f = 1952,3 \text{ N}$$

4.1.3 Odpor stoupání O_s

Odpor stoupání vzniká za předpokladu, že vozidlo jede po nakloněné rovině směrem vzhůru. Dojde k natočení gravitační síly o úhel α směrem dolů. Odporem stoupání je vlastně velikost jedné ze složek gravitační síly, která působí proti pohybu vozidla.

$$O_s = G_{MAX} \cdot \sin \alpha \quad (4.3)$$

$$O_s = m_{MAX} \cdot g \cdot \sin \alpha$$

$$O_s = 1000 \cdot 9,81 \cdot \sin 5,711^\circ$$

$$O_s = 976,2 \text{ N}$$

4.1.4 Odpor vzduchu O_{vz}

Při jízdě vozidla proudí část vzduchu kolem horní části karoserie a část se musí protlačit prostorem mezi spodní částí vozidla a povrchem vozovky. Proudnice se za vozidlem neuzavírají, ale nastává víření [2]. Tím vzniká odpor, který se nazývá vzdušný odpor.

Volím:

Součinitel odporu vzduchu $c_x = 0,35$ [2].

Čelní plocha vozidla $S_x = 1,8 \text{ m}^2$ [2].

Rychlost vozu $v_{45} = 45 \text{ km/h}$

$$O_{vz} = 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot v_{45}^2 \quad (4.4)$$

$$O_{vz} = 0,05 \cdot 0,35 \cdot 1,8 \cdot 45^2$$

$$O_{vz} = 63,8 \text{ N}$$

4.1.5 Odpor zrychlení O_a

Při zrychlování vozidla působí proti směru zrychlení setrvačná síla, kterou nazýváme odporem zrychlení [2]. Odpor zrychlení se skládá ze dvou odporů, a to z odporu posuvné části o hmotnosti a a z odporu zrychlení otáčejících se částí. V rovnici rovnováhy sil jsem se zrychlením nepočítal z důvodu neznámých vstupních parametrů.

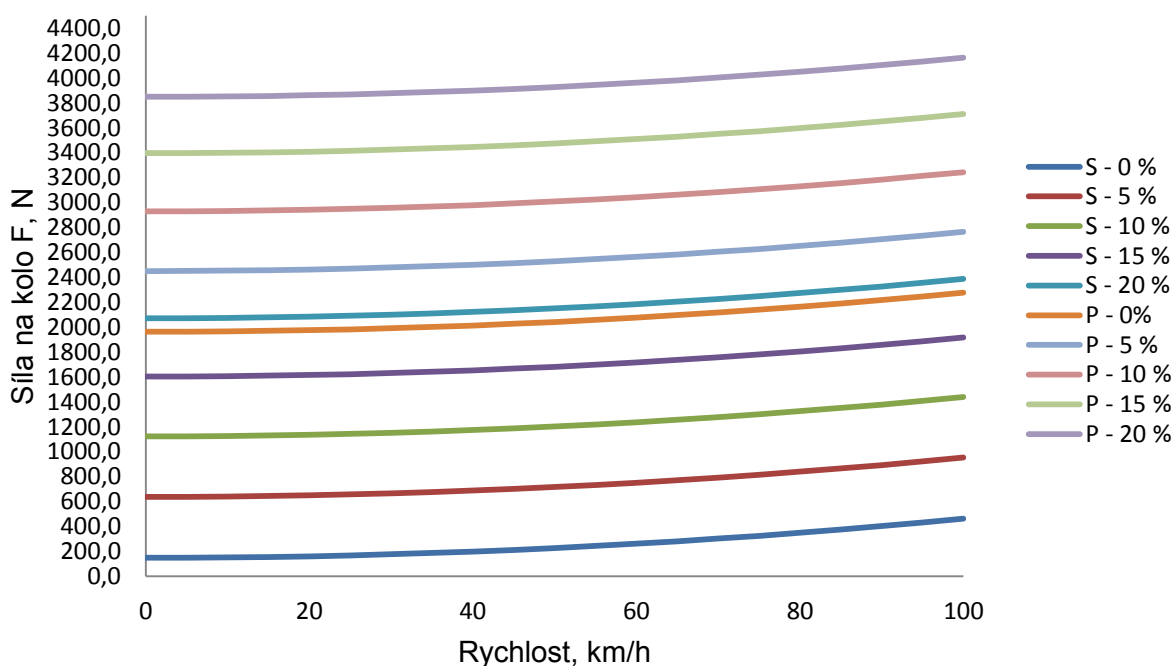
$$O_a = m_{MAX} \cdot a + \frac{M_{zrč}}{r_d} \quad (4.5)$$

4.1.6 Průběh odporů v závislosti na rychlosti

Provedl jsem výpočet jízdních odporů vozidla jedoucího po silnici a v terénu. Ve výpočtu jsem zahrnul i stoupání a odpor vzduchu. Křivky průběhů exponenciálně vzrůstají se zvyšující se rychlostí. Nejnižší křivky jsou pro jízdu po silnici, vyšší pak pro jízdu v terénu. Průběhy jsem zobrazil do grafu na obr. 4.2. V tab. 10 jsem uvedl vypočítané síly, ze kterých v dalším kroku zjistím potřebný celkový moment.

Tab. 10 Výpočet jízdních odporů

Rychlost km/h	Asfaltová silnice					Polní cesta				
	0%	5%	10%	15%	20%	0%	5%	10%	15%	20%
	0	2,86	5,71	8,53	11,31	0	2,86	5,71	8,53	11,31
0	147,2	636,9	1122,5	1602,2	2070,9	1962,0	2449,4	2928,4	3395,2	3847,8
5	147,9	637,6	1123,3	1603,0	2071,7	1962,8	2450,2	2929,2	3396,0	3848,6
10	150,3	640,0	1125,7	1605,3	2074,0	1965,2	2452,6	2931,5	3398,3	3850,9
15	154,2	643,9	1129,6	1609,3	2078,0	1969,1	2456,5	2935,5	3402,3	3854,9
20	159,8	649,5	1135,1	1614,8	2083,5	1974,6	2462,0	2941,0	3407,8	3860,4
25	166,8	656,5	1142,2	1621,9	2090,6	1981,7	2469,1	2948,1	3414,9	3867,5
30	175,5	665,2	1150,9	1630,5	2099,2	1990,4	2477,8	2956,7	3423,5	3876,1
35	185,7	675,4	1161,1	1640,8	2109,5	2000,6	2488,0	2967,0	3433,8	3886,4
40	197,6	687,3	1172,9	1652,6	2121,3	2012,4	2499,8	2978,8	3445,6	3898,2
45	210,9	700,6	1186,3	1666,0	2134,7	2025,8	2513,2	2992,2	3459,0	3911,6
50	225,9	715,6	1201,3	1680,9	2149,6	2040,8	2528,2	3007,1	3473,9	3926,5
55	242,4	732,1	1217,8	1697,5	2166,2	2057,3	2544,7	3023,7	3490,5	3943,1
60	260,6	750,3	1235,9	1715,6	2184,3	2075,4	2562,8	3041,8	3508,6	3961,2
65	280,2	769,9	1255,6	1735,3	2204,0	2095,1	2582,5	3061,5	3528,3	3980,9
70	301,5	791,2	1276,9	1756,5	2225,2	2116,4	2603,8	3082,7	3549,5	4002,1
75	324,3	814,0	1299,7	1779,4	2248,1	2139,2	2626,6	3105,6	3572,4	4025,0
80	348,8	838,5	1324,1	1803,8	2272,5	2163,6	2651,0	3130,0	3596,8	4049,4
85	374,7	864,4	1350,1	1829,8	2298,5	2189,6	2677,0	3156,0	3622,8	4075,4
90	402,3	892,0	1377,7	1857,3	2326,0	2217,2	2704,6	3183,5	3650,3	4102,9
95	431,4	921,1	1406,8	1886,5	2355,2	2246,3	2733,7	3212,7	3679,5	4132,1
100	462,2	951,9	1437,5	1917,2	2385,9	2277,0	2764,4	3243,4	3710,2	4162,8



Obr. 4.2 Graf závislosti odporů na rychlosti (S-Silnice, P-Polní cesta)

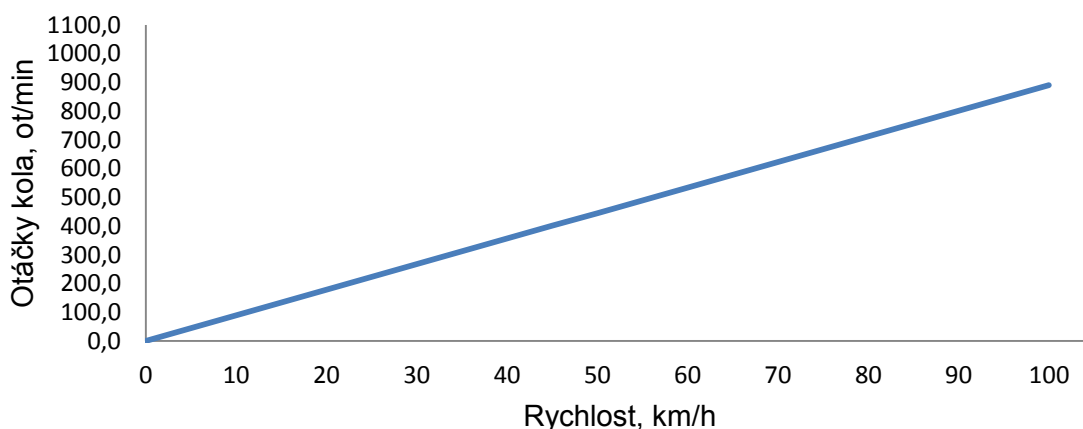
4.1.7 Průběh otáček kola v závislosti na rychlosti

Otáčky kola jsou důležité z hlediska dosažení maximální rychlosti vozidla. Poloměr pneumatiky se mění v závislosti na stavu (neotáčí se/otáčí se) nebo na velikosti zatížení. Ve výpočtu budu uvažovat zjednodušeně s poloměrem pneumatiky v nezatíženém stavu. Podle vzorce (4.6) vypočítám průběh otáček kola.

$$n_{\max} = \frac{60 \cdot v_{\max}}{\pi \cdot d} \quad (4.6)$$

$$n_{\max} = \frac{60 \cdot 27,778}{\pi \cdot 0,5961}$$

$$n_{\max} = 890 \text{ ot/min}$$



Obr. 4.3 Graf závislosti otáček kola na rychlosti

4.1.8 Průběh točivého momentu na rychlosti

Důležitým parametrem pro návrh pohonu vozidla je potřebný moment pro překonání odporů. Z vypočítaných sil a průměru kola zjistím průběh momentů na rychlosti. Výsledný graf průběhů momentů slouží pro návrh elektromotoru.

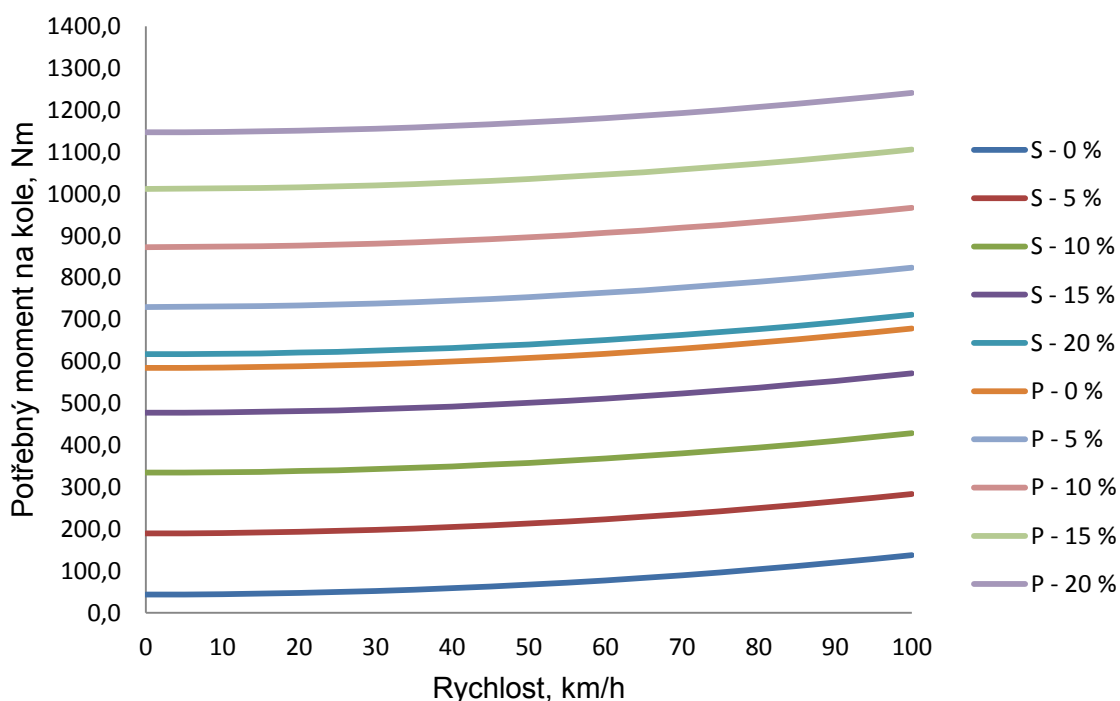
$$M_h = F \cdot r \quad (4.7)$$

$$M_h = 2992,2 \cdot 0,298$$

$$M_h = 891,8 \text{ Nm}$$

Tab. 11 Výpočet momentů pro překonání jízdních odporů

Rychlost	Otáčky	596,1									
[km/h]	[ot/min]	Silnice					Polní cesta				
		0%	5%	10%	15%	20%	0%	5%	10%	15%	20%
0	0,0	43,9	189,8	334,6	477,5	617,2	584,8	730,1	872,8	1011,9	1146,8
5	44,5	44,1	190,0	334,8	477,8	617,5	585,0	730,3	873,0	1012,2	1147,1
10	89,0	44,8	190,8	335,5	478,5	618,2	585,7	731,0	873,7	1012,9	1147,8
15	133,5	46,0	191,9	336,7	479,6	619,3	586,9	732,2	874,9	1014,0	1148,9
20	178,0	47,6	193,6	338,3	481,3	621,0	588,5	733,8	876,6	1015,7	1150,6
25	222,5	49,7	195,7	340,4	483,4	623,1	590,6	735,9	878,7	1017,8	1152,7
30	267,0	52,3	198,3	343,0	486,0	625,7	593,2	738,5	881,3	1020,4	1155,3
35	311,5	55,4	201,3	346,1	489,0	628,7	596,3	741,6	884,3	1023,4	1158,3
40	356,0	58,9	204,8	349,6	492,6	632,2	599,8	745,1	887,8	1027,0	1161,9
45	400,5	62,9	208,8	353,6	496,5	636,2	603,8	749,1	891,8	1030,9	1165,8
50	445,0	67,3	213,3	358,0	501,0	640,7	608,2	753,5	896,3	1035,4	1170,3
55	489,5	72,3	218,2	363,0	505,9	645,6	613,2	758,5	901,2	1040,3	1175,2
60	534,0	77,7	223,6	368,4	511,3	651,0	618,6	763,9	906,6	1045,7	1180,6
65	578,5	83,5	229,5	374,2	517,2	656,9	624,4	769,7	912,5	1051,6	1186,5
70	623,0	89,9	235,8	380,6	523,5	663,2	630,8	776,1	918,8	1057,9	1192,8
75	667,5	96,7	242,6	387,4	530,3	670,0	637,6	782,9	925,6	1064,7	1199,6
80	712,0	103,9	249,9	394,7	537,6	677,3	644,9	790,1	932,9	1072,0	1206,9
85	756,5	111,7	257,6	402,4	545,4	685,1	652,6	797,9	940,6	1079,8	1214,7
90	801,0	119,9	265,9	410,6	553,6	693,3	660,8	806,1	948,9	1088,0	1222,9
95	845,5	128,6	274,5	419,3	562,3	702,0	669,5	814,8	957,5	1096,7	1231,6
100	890,0	137,7	283,7	428,5	571,4	711,1	678,7	823,9	966,7	1105,8	1240,7



Obr. 4.4 Graf průběhu točivého momentu na rychlosti (S-Silnice, P-Polní cesta)

4.2 Přehled pohonných elektromotorů

Z vytvořeného přehledu pohonných elektromotorů do kola vyberu jeden typ. Motor musí být chlazený vzduchem. Jeho točivý moment dostatečný, aby vozidlo dokázalo zdolat polní cestu v mírném svahu. Velikost elektromotoru vhodného do 14palcového disku.

4.2.1 Electric Car Hub Motor

Jedná se o elektromotor přímo do disku kola od firmy Quanshun Factory. Elektromotor se vyrábí ve čtyřech provedeních lišících se výkonem a velikostí. První varianta elektromotoru má výkon 1–2,5 kW a průměr 222 mm. Druhá varianta je o výkonu 3 kW a stejném průměru 222 mm. Tyto motory jsou vhodné pro disky od 13 palců. Další dvě varianty mají výkon 3 kW nebo 4–10 kW. Průměr motorů je 300 mm. Pro tento typ je nejmenší použitelný 14palcový disk. Elektromotory je možné pořídit s roztečí šroubů 4x 100 mm nebo 5x 100 mm.



Obr. 4.5 Elektromotor do kola Electric Car Hub Motor [17]

Tab. 12 Technické parametry elektromotorů [17]

Napětí	48–120 V
Jmenovitý příkon	1–10 kW
Otáčky	300–1600 ot/min
Proud	40–200 A
Točivý moment	80–350 Nm
Průměr elektromotoru	222 nebo 300 mm
Rozteč šroubů	4x 100, 5x 100 mm
Velikost disku	13–16 palců
Hmotnost	14,7–26 kg
Hmotnost vozu	500–1800 kg

4.2.2 Electric Tricycle Hub Motor

Jedná se o elektromotor od firmy Quanshun Factory. Tělo elektromotoru je přizpůsobeno pro pneumatiku, takže odpadá použití klasického disku. Další výhodou je, že elektromotor může mít větší průměr. V nabídce jsou tři varianty výkonu a to 0,35-2,5 kW pro velikosti ráfku 10–13 palců, 3 kW pro velikosti ráfku 10–16 palců a v poslední řadě 4–10 kW pro velikosti ráfku 12–16 palců.



Obr. 4.6 Elektromotor do kola Electric Tricycle Hub Motor [18]

Tab. 13 Technické parametry elektromotorů [18]

Napětí	48–120 V
Jmenovitý příkon	0,35–10 kW
Otáčky	300–1600 ot/min
Proud	20–200 A
Točivý moment	60–350 Nm
Průměr elektromotoru	-
Rozteč šroubů	-
Velikost disku	10–16 palců
Hmotnost	14,7–26 kg
Hmotnost vozu	-

4.2.3 High power hub motor serie KG

Jedná se o elektromotor do kola od firmy Yangzhou Keguang Technological Development. Elektromotor se vyrábí ve třech velikostech: KG242, KG295 a KG315. Elektromotory se liší velikostí a výkonem. Velikost KG242 je vhodná pro disky o velikosti 12–14 palců s maximálním výkonem 10 kW. Druhá velikost KG295 je vhodná pro disky o velikosti 14–16 palců s maximálním výkonem 15 kW. Třetí velikost KG315 je vhodná pro disky o velikosti 15–17 palců s maximálním výkonem 20 kW. Nabízené motory je možné pořídit s roztečí šroubů 4x 114,3 mm nebo 5x 114,3 mm.



Obr. 4.7 Elektromotor do kola KG242 high power hub motor[19]

Tab. 14 Technické parametry elektromotorů [19]

Napětí	48–150 V
Jmenovitý příkon	1, 15, 20 kW
Otáčky	540–1800 ot/min
Proud	150–450 A
Točivý moment	max. 250, 350, 380 Nm
Průměr elektromotoru	242, 295, 315
Rozteč šroubů	4x 114,3, 5x 114,3
Velikost disku	12–17 palců
Hmotnost	20–36 kg
Hmotnost vozu	300–1800 kg

4.3 Volba elektromotoru

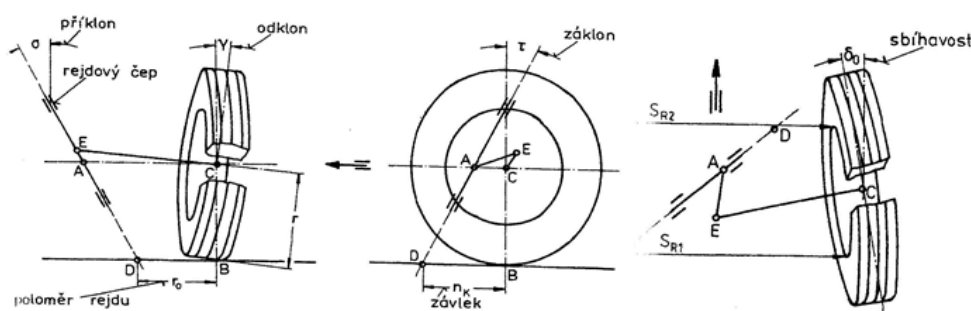
První varianta elektromotoru o velikosti 222 mm je vhodný do 13palcového ráfku nabízí maximální výkon 3 kW a moment 180 Nm. Při použití čtyř motorů bude celkový točivý moment 720 Nm. Takový krouticí moment by pokryl jízdu po ní cestou při 0% stoupání. Podle určení elektromobilu je tento výkon nedostačující. Větší elektromotor o průměru 300 mm nabízí výkon 8 kW a při přetížení až 12 kW. Točivý moment dosahuje hodnoty 350 Nm. V sestavě čtyř motorů dosahuje celkový točivý moment 1400 Nm. Druhá varianta elektromotoru nabízí výkon až 10 kW a točivý moment 350 Nm. Tělo elektromotoru je přímo ráfkem, na který lze nasadit pneumatiku o rozměrech 110/80 R14, tudíž tento motor nelze použít, protože zvolená pneumatika je větší. Třetí varianta elektromotoru o velikosti KG242 je vhodná pro 13palcové disky. Maximální výkon motoru je 10 kW a točivý moment je 250 Nm. Při použití čtyř motorů je celkový točivý moment rovných 1000 Nm. Nevýhodou je nízká únosnost motoru. Větším typem je motor KG295, který disponuje maximálním výkonem 15 kW a krouticím momentem 350 Nm. Vybral jsem první variantu elektromotoru o výkonu 8 kW a průměru 300 mm. K motoru se dodávají momentové charakteristiky.

5 Zavěšení kol

Zavěšení kol plní úlohu spojovací, přičemž propojuje kolo s rámem nebo karoserií vozidla. Další úlohou je svislý pohyb kola vůči rámu nebo karoserii, potřebný z hlediska pro pružení a eliminace nežádoucích pohybů kola na přijatelnou mez. U řízené nápravy musí být schopno natáčení kol. Zavěšení přenáší síly a momenty mezi kolem a rámem nebo karoserií.

5.1 Geometrie řízené nápravy

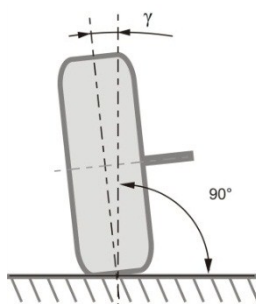
Kolo silničního vozidla se musí při zatáčení a přímé jízdě správně odvalovat a řízení kola musí být lehké, přesné a stabilní. Proto mají řízená kola a rejdové osy určité geometrické odchylky od svislé roviny. Odchylky lze popsat následujícími veličinami, jako je úhel odklonu kola γ , příklon rejdové osy σ , poloměr rejdu r_o , záklon rejdové osy τ , závlek n_k a úhel sbíhavosti δ_o . Na obr. 5.1 je schematické znázornění geometrie řízeného kola.



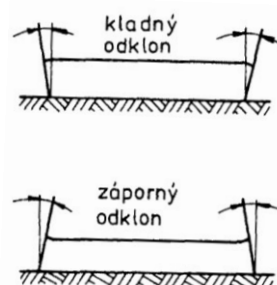
Obr. 5.1 Geometrie řízeného kola [1]

5.1.1 Úhel odklonu kola γ

Úhel odklonu kola γ je sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla [1]. Může být kladný nebo záporný. Na obr. 5.3 je znázorněn smysl náklonu kol při kladném úhlu nebo při záporném úhlu.



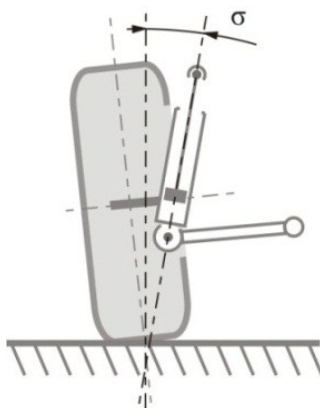
Obr. 5.2 Úhel odklonu kola [20]



Obr. 5.3 Kladný a záporný odklon [1]

5.1.2 Příklon rejdové osy σ

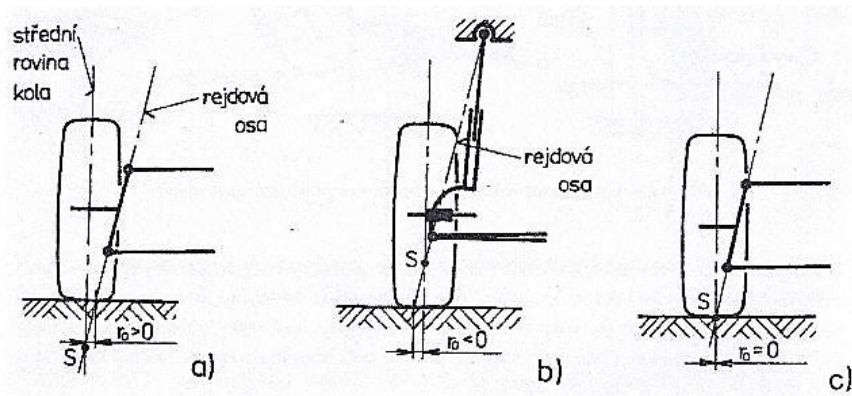
Příklon rejdové osy σ je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla [1]. Příklon slouží k automatickému navrácení kol do přímého směru. Při natočení kol dojde k nadzvednutí přední části, která pomáhá k navrácení kol do přímého směru. Vzniklý účinek se nazývá vratný moment. S příklonem rejdové osy souvisí poloměr rejdou r_o .



Obr. 5.4 Příklon rejdové osy [21]

5.1.3 Poloměr rejdou r_o

Poloměr rejdou r_o je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla [1]. Leží-li průsečík vně svislé roviny kola, je poloměr rejdou záporný.

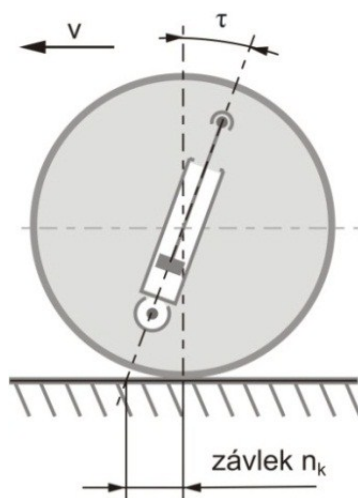


Obr. 5.5 Poloměr rejdou: a) kladný, b) záporný, c) nulový [1]

5.1.4 Záklon rejdové osy τ

Záklon rejdové osy τ je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla [1]. Je-li rejdová osa skloněna vzad, bereme záklon rejdové osy jako kladný.

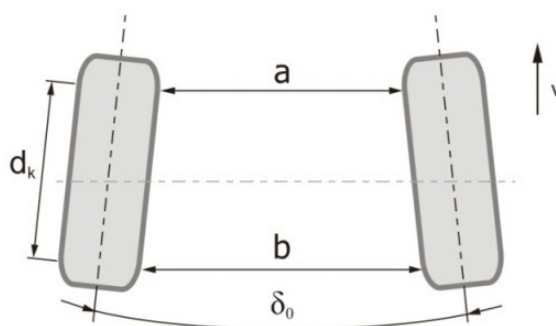
Závlek n_k je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Je uvažován kladně, je-li průsečík před středem styku pneumatiky, a záporně, je-li za ním (tzv. předvlek) [1].



Obr. 5.6 Záklon rejdové osy a závlek [22]

5.1.5 Úhel sbíhavosti

Úhel sbíhavosti δ_0 je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Kolo je sbíhavé, jestliže přední část kola je přikloněna k podélné ose vozidla, a rozbíhavé, je-li odkloněna [1]. Na obr. 5.7 jsou kola se sbíhavostí.



Obr. 5.7 Sbíhavost kol [23]

5.2 Kinematické vlastnosti nápravy

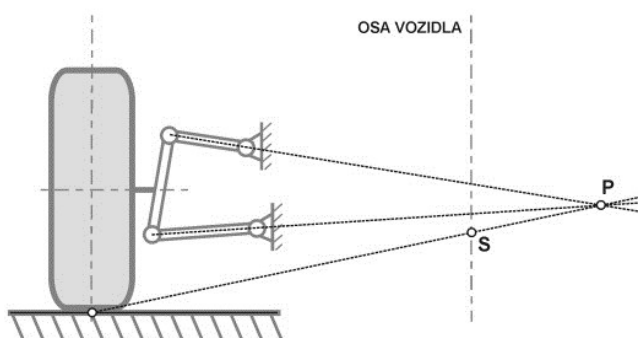
Při propružení kola vůči nehybné karoserii nebo karoserie vůči pevnému kolu dochází ke změně odklonu kola, bočním posuvům kola a samořízení. Kinematické změny jsou způsobeny také při naklopení karoserie o úhel ψ . [1]

5.2.1 Střed klopení kol a střed klopení rámu

Střed klopení kola P je bod, okolo kterého se naklápí kolo při propružení. Čím je bod klopení kola P dál od osy vozidla, tím vznikají menší odchylky odklonu kola γ a rozchodu kol.

Střed klopení rámu S je střed, okolo kterého se naklápí karoserie vlivem odstředivé síly působící při průjezdu vozidla zatáčkou. Působištem odstředivé síly je těžiště vozidla. Vzdálenost středu klopení rámu od těžiště ovlivňuje velikost ramena klopného momentu. Poloha středu klopení karoserie S plyne ze vzájemného sklonu příčných ramen. Na obr. 5.8 je schéma polohy středu klopení rámu S a poloha středu klopení kola P .

Konstrukci středu klopení kola a klopení rámu jsem uvedl v technické zprávě. Výška středu klopení rámu je zvlášť důležitá pro výpočet klopného momentu.



Obr. 5.8 Poloha středu klopení rámu S a poloha středu klopení kola P [24]

5.3 Základní parametry zavěšení kol

Navrhované vozidlo je určeno jak na silnici, tak i do terénu. Minimální světlá výška vozu je 200 mm. Směr jízdy je řízen všemi koly. Základní parametry zavěšení kol jsou rozvor náprav, rozchod kol na přední a zadní nápravě. Rozměry uvádím v technické zprávě [38]. Tento postup je v souladu s platnou verzí Studijního a zkušebního řád pro studium v magisterských studijních programech - VŠB-TU Ostrava (TUO_VP_07_004 verze: E), čl. 26, odstavec 9: „V případě, kdy zadání diplomové práce vychází ze spolupráce s jinými právníckými a fyzickými osobami a je zaměřeno na aktuální témata jejich výrobní, výzkumné a obchodní činnosti, je řešení studenta, diplomanta, týkající se citlivých dat spolupracující osoby, zpracováno v samostatné zprávě, která je uložena na katedře zadávající diplomovou práci a v diplomové práci je citována.“

6 Návrh zavěšení kol

Vozidlo je koncipováno na různé povrchy (silnice, polní cesta). Proto jsou na podvozek kladeny určité nároky na jízdní stabilitu. Na silnici je důležité, aby kolo mělo přesné a tuhé vedení. V terénu musí mít podvozek velké zdvihy a dostatečnou světlost pro překonání terénních nerovností.

Ideálním typem je nezávislé lichoběžníkové zavěšení kola na dvou příčných ramenech. Zavěšení je velmi tuhé, přesné, nízké a lze s ním dosáhnout velkých zdvihů za dosažení určité geometrie. Skládá se z dvojice ramen (horní a spodní), těhlice, stabilizátoru, pružící a tlumicí jednotky.

Návrh zavěšení kol nebude obsahovat návrh stabilizátoru. Stabilizátor zmenšuje naklonění karoserie při průjezdu zatáčkou vyšší rychlostí. Vyrovnává zatížení vnějšího a vnitřního kola. Řidič s vozidlem musí projíždět zatáčky nižší rychlostí.

6.1 Přední náprava

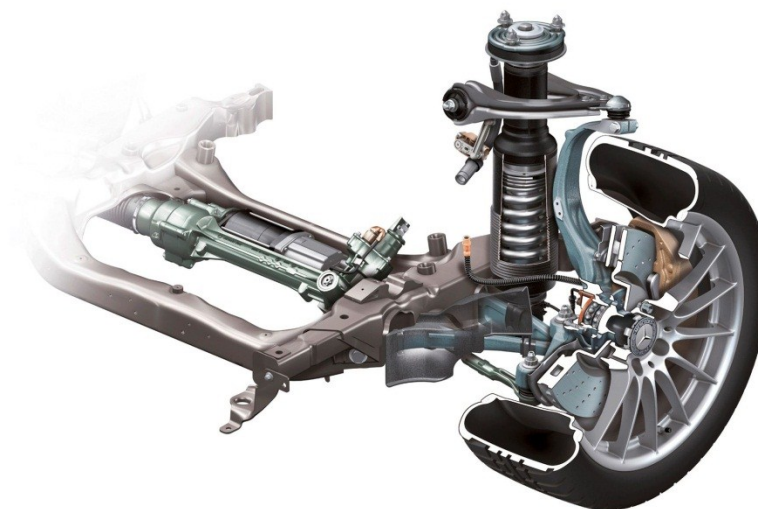
Při návrhu zavěšení předních kol jsem zjistil, že nelze použít lichoběžníkové zavěšení kola. V prostoru pro kinematické body těhlice je umístěn hnací elektromotor. Proto se přikláním k použití víceprvkového zavěšení kola. Víceprvkové zavěšení je zdokonalený typ lichoběžníkového zavěšení. U takového zavěšení dojde k nahrazení dvou pevných ramen soustavou táhel, přičemž každé z táhel zachycuje posunutí nebo natočení kola. Nejběžnější počet táhel zavěšení přední nápravy je čtyři nebo pět. Na obr. 6.1 je pětiprvkové zavěšení kola koncernu Volkswagen.



Obr. 6.1 Pětiprvkové zavěšení kola [25]

Navrhl jsem dvě varianty zavěšení kola. První variantou je zavěšení s pěti prvky stejné jako na obr. 6.1. Ramena horního nebo spodního závěsu jsou vůči sobě skloněna pod určitým úhlem. Pomyslné osy ramen horního nebo spodního závěsu se protínají v jednom bodě, který určuje střed otáčení. Propojením obou bodů jsem dostal osu okolo, které se kolo otáčí při vyrejdivání.

Druhou variantou je zavěšení se čtyřmi prvky. Skládá se z jednoho horního ramene, dvou spodních a jednoho řídícího táhla. Abych dostal příznivou polohu rejdové osy, umístil jsem horní kinematický bod těhlice nad kolo, tak jak je na obr. 6.2. Spodní kinematický bod jsem dostal díky vůči sobě skloněným ramenům.



Obr. 6.2 Čtyřprvkový závěs kola [26]

Zvolil jsem druhou variantu se čtyřprvkovým zavěšením kola. Zavěšení má větší tuhost než pěti-prvkový závěs. Na horní rameno jsem umístil pružící jednotku. Podrobné parametry a schematizace zavěšení předních kol uvádím v technické zprávě [38].

6.2 Zadní náprava

Při návrhu zavěšení zadní nápravy vycházím ze stejné koncepce zavěšení kola jako u přední nápravy. Zadní náprava se podílí na řízení směru stejně jako přední. Kola jsou zavěšena pomocí čtyř ramen. Skládá se z jednoho horního ramene, dvou spodních a jednoho řídícího táhla. Zavěšení nebude vybaveno stabilizátorem. Podrobné parametry a schematizace zavěšení zadních kol uvádím v technické zprávě [38].

7 Návrh odpružení podvozku

Odpružením se zmenšuje přenos kmitavých pohybů náprav vozidla na jeho podvozkové části a karoserii [1]. Chrání posádku nebo náklad před nežádoucími otřesy a zvyšuje životnost podvozkových částí.

7.1 Tlumiče

Tlumiče v pružící soustavě motorového vozidla zajišťují bezpečnost jízdy a zvyšují jízdní pohodlí. Tlumiče tlumí rázy a kmitání při jízdě. Úlohou tlumení v pružící soustavě je odebírat mechanickou energii a změnit ji na jinou formu energie [1]. Nejvíce používané tlumiče jsou teleskopické olejové tlumiče.

Vozidlové teleskopické olejové tlumiče se pro každé vozidlo vyrábí na míru. Zvolil jsem k tlumení rázů a vibrací tlumič z vozu Škoda 120. Jedná se o olejový teleskopický tlumič z přední nápravy.



Obr. 7.1 Teleskopický olejový tlumič přední nápravy Škoda 120 [27]

7.2 Vinuté pružiny

Vinutá pružina se používá k odpružení náprav vozidel. Tvoří pružný prvek zachycující pohyb ramen zavěšení. Tlumí rázy vznikající za provozu vozidla. Je vyrobena navinutím ocelového drátu na trn.



Obr. 7.2 Vinutá pružina [28]

7.3 Vliv parametrů nápravy

Vhodným nastavením parametrů náprav lze zvýšit jízdní komfort a ovladatelnost elektromobilu. Při popisu jsem vycházel z literatury [2].

Tuhost pružin

Tuhostí pružin lze ovlivnit vlastní úhlovou frekvenci kmitání nástavby. Nižší tuhost pružin c_2 přináší zvýšení jízdního pohodlí a bezpečnosti při pomalé jízdě. Tuhost pružiny ovlivňuje poměrný útlum. Výpočet tuhosti vinuté pružiny podle vztahu (7.1), kde d_p je průměr drátu, G je modul pružnosti ve smyku, n je počet činných závitů a D_p je střední průměr pružiny.

$$c_2 = \frac{d_p^4 \cdot G}{8 \cdot n \cdot D_p^3} \quad (7.1)$$

Tlumení

Pokud zvětším součinitel tlumení k_t , pak úměrně vzroste poměrný útlum podle vztahu (8.2), kde c_2 je tuhost pružiny a m_{OH} hmotnost neodpružených částí zavěšení.

$$D_2 = \frac{k_t}{(2 \cdot \sqrt{c_2 \cdot m_{OH}})} \quad (7.2)$$

Hodnota poměrného útlumu pro prázdné osobní automobily je v rozmezí $D_2 = 0,2-0,4$ a pro naložené automobily v rozmezí $D_2 = 0,15-0,3$.

Hmotnost nápravy

Větší hmotností nápravy se snižuje vlastní frekvence nápravy. S menší hmotností nápravy klesají amplitudy dynamické síly. S motorem umístěným v kole se zvýší hmotnost nápravy.

Radiální tuhost pneumatik

Radiální tuhost pneumatiky není konstantní, protože závislost mezi zatížením kola a svislou deformací kola je nelineární. Větší radiální tuhost pneumatiky zvyšuje vlastní frekvenci nápravy.

Hmotnost rámu a vliv zatížení

Hmotnost odpružené části se mění se zatížením vozidla. S větší hmotností m_{OH} klesá vlastní frekvence nástavby a snižují se amplitudy zrychlení. Naložené vozidlo má větší jízdní pohodlí.

7.4 Naklápění vozidla

Při popisu dané problematiky jsem vycházel z literatury [2].

Změna svislého zatížení kol

Vlivem odstředivé síly dochází k naklápění karoserie a tím ke změně svislého zatížení kol. Vnější kola jsou přitížena stejnou silou o jakou vnitřní kola odlehčena. Nerovnoměrné zatížení kol vyvolá reakční moment působící proti klopnému momentu od odstředivé síly.

Vratný moment nápravy, klopná tuhost

Naklopení karoserie o úhel ψ se nahradí příčným naklopením vozovky o stejný úhel. V místě styku kola s vozovkou dojde ke svislé výchylce kola. Vznikne změna zatížení. Tato síla je přímo úměrná výchylce kola a tuhosti odpružení. Tuhost odpružení závisí na převodu mezi pružinou a kolem. Celkový odpor proti naklopení karoserie vyjadřuje konstanta nápravy, nazývaná také vratná tuhost nápravy.

Radiální reakce kol

Při výpočtu úhlu naklopení ψ se vychází z momentové rovnováhy k ose klopení. K výpočtu radiálních reakcí kol se musí uvažovat smysl momentů vzhledem k nápravám. Ve středech klopení přední a zadní nápravy působí složky odstředivé síly. Ty se snaží naklápět nápravy a přetěžují tím vnější kola.

Rozdíl ve velikosti radiálních reakcí kol na levé a pravé straně vozidla způsobuje zvětšení směrové úchytky nápravy. Pokud vzroste rozdíl reakcí, vzroste současně i směrová úchytky. Ze směrových vlastností pneumatiky plyne, že jsou-li obě kola nápravy stejně radiálně zatížena, pak je úhel směrové úchytky obou pneumatik stejný a náprava je schopna přenášet větší boční sílu.

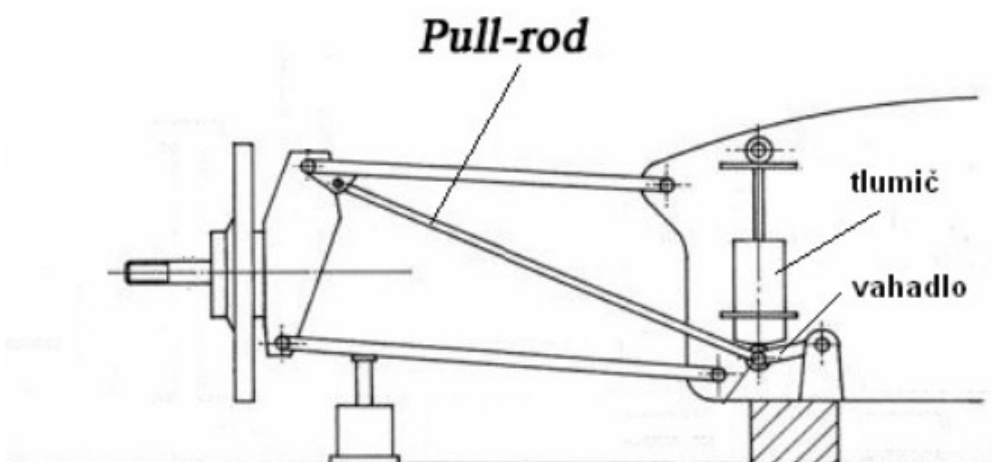
Vliv tuhosti pružin, stabilizátor

Rozdíl radiálních reakcí na kolech téže nápravy závisí na klopné tuhosti nápravy. Hodnota tohoto rozdílu určuje velikost směrové úchylky nápravy. Vhodnou volbou klopných tuhostí náprav lze ovlivnit jízdní vlastnosti vozidla.

Při konstantním úhlu rejdu je zatáčení vozidla dáno rozdílem směrových úchylek přední a zadní nápravy. Například pro přetáčivé vozidlo platí, že směrová úchylka zadní nápravy je větší než směrová úchylka přední nápravy. Pokud bychom chtěli docílit neutrálního chování vozidla, můžeme toho dosáhnout zvětšením rozdílu radiálních reakcí kol přední nápravy, čímž se zvětší i směrová úchylka přední nápravy. Nárůst rozdílu radiálních reakcí nastane tehdy, když zvětšíme klopnou tuhost nápravy. Protože vzhledem ke svislému kmitání nápravy a karoserie není možné zvětšit tuhost pružin, je nutné použít pružinu, která je v činnosti jen při naklápění. Tuto vlastnost má příčný stabilizátor. Ten zmenšuje rozdíl radiálních reakcí levého a pravého kola a zároveň tímto vyvozuje vratný moment, působící proti naklopení karosérie.

7.5 Návrh systému odpružení náprav

Zvolil jsem systém odpružení s převodem typu Pull-rod. Stejný systém převodu pákou se používá i ve formuli 1. Poměrně velké zdvihy kola jsem převedl pomocí taženého táhla a páky na tlumicí jednotku o menším zdvihu. Systém je umístěn v prostoru mezi rameny a celé zavěšení je poměrně nízké. Na obr. 7.3 je schéma odpružení typu Pull-rod. Podrobné parametry a schematizace odpružení náprav jsem uvedl v technické zprávě [38].

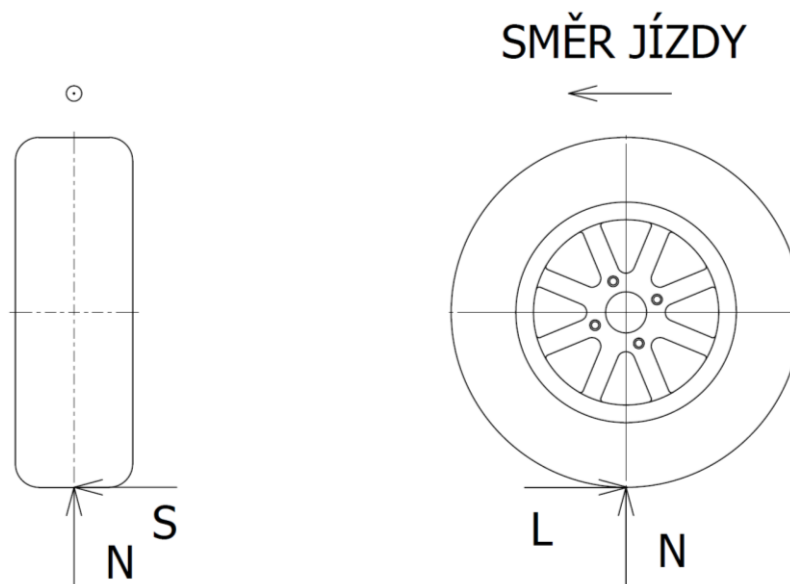


Obr. 7.3 Pull-rod

8 Pevnostní kontrola zavěšení kola

Při dimenzování jednotlivých částí podvozku jsem vycházel ze silového působení na kolo v jednotlivých jízdních stavech, které mohou nastat za provozu vozidla.

Působíště normálové a boční síly je ve stopě kola. Podélná síla působí také ve stopě kola z důvodu umístění pohonu a brzdového kotouče v kole. Na obr. 8.1 je znázorněno působíště a směr působení sil na kolo.



Obr. 8.1 Působení sil na kolo

8.1 Výpočet sil působících na kolo v jízdních stavech

Při výpočtu jsem uvažoval s poloměrem r stejným jako je poloměr nezatíženého kola. Toto zjednodušení jsem zvolil z důvodu mírného navýšení hodnot při výpočtu momentů od sil působících ve stopě kola. Ve výsledku dojde ke zvýšení koeficientu bezpečnosti.

Dáno:

Poloměr kola	$r = 0,298 \text{ m}$
Maximální krouticí moment elektromotoru	$M_{\text{MAX}} = 350 \text{ Nm}$
Maximální zatížení nápravy	$m_{\text{P,Z}} = 580 \text{ kg}$

Určení dynamických koeficientů

Dynamické koeficienty navyšují síly působící na kolo v normálovém a bočním směru. Představují tak reálné podmínky za jízdy. Pro jejich určení jsem potřeboval zjistit radiální tuhost pneumatiky c_1 . Radiální tuhost pneumatiky není konstantní, protože

závislost mezi zatížením kola a svislým stlačováním kola je nelineární [2]. Při výpočtu jsem neznal tuhostní charakteristiku konkrétní pneumatiky. Vypočítal jsem proto přibližnou hodnotu c_1 podle vztahu (8.2).

Výpočet tuhosti pneumatiky

Subtangenta s pro radiální pneumatiky $s = 0,02\text{--}0,03$ m. Volím $s = 0,025$ m.

$$c_1 = \frac{N_{S1}}{s} \quad (8.2)$$

$$c_1 = \frac{2844,9}{0,025}$$

$$c_1 = 113796 \text{ N/m} = 116,04 \text{ kp/cm}$$

Koeficienty zatížení k_1 a k_2

Koeficienty jsou závislé na poměru tuhosti pneumatiky a normálovým zatížením kola. Jejich velikost jsem určil z obr. 8.2 .

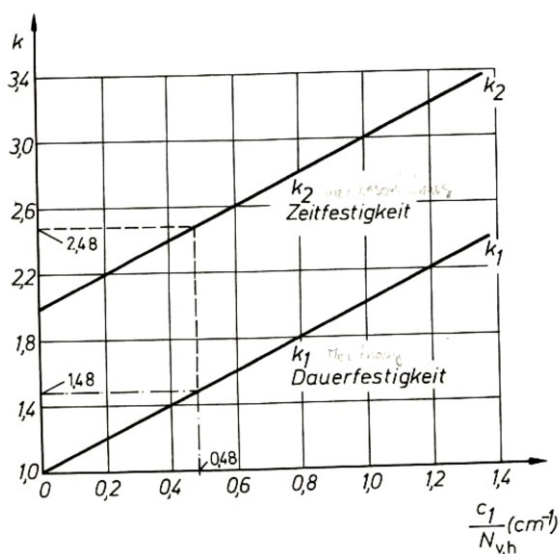
$$\frac{c_1}{N_{v,h}} = \frac{116,04}{290} = 0,4 \text{ cm}^{-1} \quad (8.3)$$

$$N_{v,h} = \frac{m_{p,z}}{2} \quad (8.4)$$

$$N_{v,h} = \frac{580}{2}$$

$$N_{v,h} = 290 \text{ kg}$$

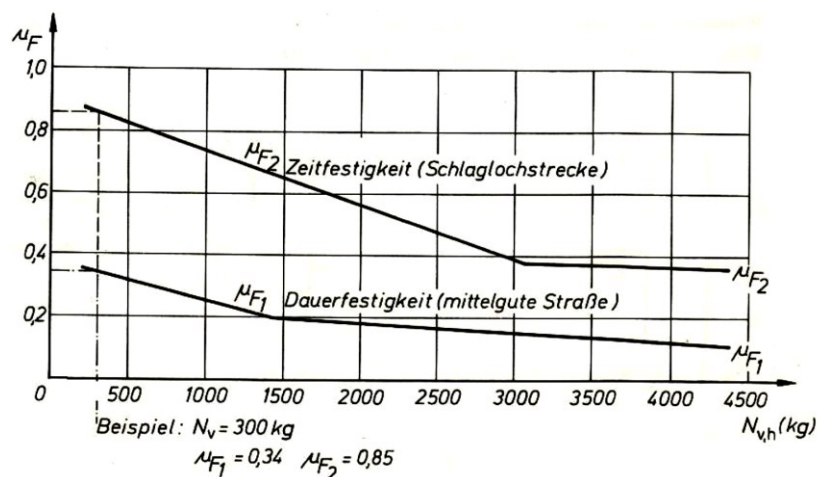
Dle Obr. 8.2 jsem určil koeficienty $k_1 = 1,4$ a $k_2 = 2,4$



Obr. 8.2 Graf pro určení koeficientu síly normálového zatížení pneumatiky [4]

Koeficienty bočního zatížení μ_{F1} a μ_{F2}

Koeficienty bočního zatížení určují síly, které působí za jízdy z boku na kolo. Jejich velikost je závislá na normálovém zatížení kola, které je $N_{v,h} = 290 \text{ kg}$. Dle obr. 8.3 jsem určil koeficienty $\mu_{F1} = 0,3$ a $\mu_{F2} = 0,8$



Obr. 8.3 Graf pro určení koeficientu síly bočního zatížení pneumatiky [4]

8.1.1 Vozidlo v klidu

Za klidu vozidla působí na kolo pouze normálová síla daná hmotností vozidla připadající na kolo.

Normálová síla:

$$N_{S1} = \frac{m_{p,z}}{2} \cdot g \quad (8.5)$$

$$N_{S1} = \frac{580}{2} \cdot 9,81$$

$$N_{S1} = 2844,9 \text{ N}$$

8.1.2 Klidná jízda

Vozidlo se pohybuje konstantní rychlostí po rovné vozovce. Na kolo působí normálová síla N_{S1} stejně velká jako na vozidlo v klidu. Navíc působí i boční síla vycházející z normálové síly, kterou jsem vynásobil koeficientem μ_{F1} vyjadřující střední kvalitu vozovky.

Normálová síla:

$$N_{S2} = N_{S1} \quad (8.6)$$

$$N_{S2} = 2844,9 \text{ N}$$

Boční síla:

$$S_2 = N_{S1} \cdot \mu_{F1} \quad (8.7)$$

$$S_2 = 2844,9 \cdot 0,3$$

$$S_2 = 853,5 \text{ N}$$

8.1.3 Přímá jízda

Vozidlo překonává nerovnosti a menší výmoly. Na kolo působí normálová síla N_{S1} jako za klidu vozidla, kterou jsem vynásobil koeficientem k_1 . Boční síla je stejně velká jako při klidné jízdě.

Normálová síla:

$$N_{S3} = N_{S1} \cdot k_1 \quad (8.8)$$

$$N_{S3} = 2844,9 \cdot 1,4$$

$$N_{S3} = 3982,9 \text{ N}$$

Boční síla:

$$S_3 = S_2 \quad (8.9)$$

$$S_3 = 853,5 \text{ N}$$

8.1.4 Přejezd nerovnosti

Vozidlo přejíždí silně zvlněné nerovnosti. Velikost normálové síly, vyvolané těmito nerovnostmi, má největší hodnotu ze všech jízdních stavů. Na kolo působí normálová N_{S1} kterou jsem vynásobil koeficientem k_2 bez započítání neodpružených hmot. Boční síla vychází z normálového zatížení N_{S2} , kterou jsem vynásobil koeficientem vyjadřující vliv střední kvality vozovky. Podélnou sílu jsem vypočítal z maximálního točivého momentu elektromotoru. Při výpočtu jsem uvažoval s propružením kola až k dorazu, čemuž odpovídají největší síly v zavěšení.

Normálová síla:

$$N_{S4} = N_{S1} \cdot k_2 \quad (8.10)$$

$$N_{S4} = 2844,9 \cdot 2,4$$

$$N_{S4} = 6827,8 \text{ N}$$

Boční síla:

$$S_4 = N_{S1} \cdot \mu_{F1} \quad (8.11)$$

$$S_4 = 2844,9 \cdot 0,3$$

$$S_4 = 853,5 \text{ N}$$

Podélná síla:

$$L_4 = \frac{M_{MAX}}{r} \quad (8.12)$$

$$L_4 = \frac{350}{0,298}$$

$$L_4 = 1174,5 \text{ N}$$

8.1.5 Vozovka s výmoly

Vozidlo překonává nerovnosti a velké výmoly. Velikost boční síly má větší hodnotu než v ostatních jízdních stavech. Boční síla překonává i velikost boční síly při zatáčení. Pro kontrolu součástí zavěšení jsem uvažoval stav, kdy vozidlo zatáčí. Boční síla vychází z normálového zatížení N_{S1} , kterou jsem vynásobil koeficientem vyjadřující vliv vozovky s výmoly. Podélná síla odpovídá maximálnímu momentu elektromotoru jako při přejezdu nerovnosti.

Normálová síla:

$$N_{S5} = N_{S3} \quad (8.13)$$

$$N_{S5} = 3982,9 \text{ N}$$

Boční síla:

$$S_5 = N_{S1} \cdot \mu_{F2} \quad (8.14)$$

$$S_5 = 2844,9 \cdot 0,8$$

$$S_5 = 2275,9 \text{ N}$$

Podélná síla:

$$L_5 = \frac{M_{MAX}}{r} \quad (8.15)$$

$$L_5 = \frac{350}{0,298}$$

$$L_5 = 1174,5 \text{ N}$$

8.1.6 Prudké brzdění

V tomto stavu působí na přední kolo největší brzdná síla. Kolo je zatíženo v normálovém směru dynamickou silou vznikající v těžišti vozidla. Ve výpočtu jsem navazoval na výpočet brzdového systému. Podélnou sílu jsem vypočítal z normálové síly N_{S6} a vynásobil jsem ji koeficientem využití záběru μ_{LB} . Koeficient využití záběru volím $\mu_{LB} = 0,8$ větší než při návrhu brzdového systému, z důvodu vyšší bezpečnosti dimenzovaných částí nápravy.

Dáno:

Poměrné zpomalení $z_0 = 0,7$ viz. kap. 11.1 .

Koeficienty relativní polohy těžiště $\psi_b = 0,5$ a $\chi = 0,241$ viz. kap. 11.2 .

Tíha vozidla $G_{MAX} = 9810 \text{ N}$ viz. kap. 11.1 .

Normálová síla:

$$N_{S6} = \frac{G_{MAX} \cdot (1 - \psi_b + z_0 \cdot \chi)}{2} \quad (8.16)$$

$$N_{S6} = \frac{9810 \cdot (1 - 0,5 + 0,7 \cdot 0,241)}{2}$$

$$N_{S6} = 3280 \text{ N}$$

Podélná síla:

$$L_6 = N_{S6} \cdot \mu_{LB} \quad (8.17)$$

$$L_6 = 3280 \cdot 0,8$$

$$L_6 = 2624 \text{ N}$$

8.1.7 Prudká akcelerace

Vozidlo prudce zrychluje. V souvislosti s přetížením zadní nápravy roste i velikost záběrového součinitele. Tento stav odpovídá nejvyšší velikosti hnací síly. Kolo je zatíženo normálovou silou stejné velikosti jako při klidné jízdě.

Normálová síla:

$$N_{S7} = N_{S1} \quad (8.18)$$

$$N_{S7} = 2844,9 \text{ N}$$

Podélná síla:

$$L_7 = \frac{M_{\text{MAX}}}{r} \quad (8.19)$$

$$L_7 = \frac{350}{0,298}$$

$$L_7 = 1174,5 \text{ N}$$

8.1.8 Síly na kolo během jednotlivých stavů

V tab. 15 jsem uvedl velikosti sil v jednotlivých stavech. Pomocí nich jsem vypočítal napětí a deformaci v jednotlivých součástech. Pro ukázkou jsem provedl výpočet napětí v horním rameni, na kterém je zachycena reakce do tlumiče. Za jízdy je rameno značně zatíženo dynamickými silami. Ostatní výsledky výpočtů uvádím v technické zprávě [38].

Tab. 15 Síly na kolo během jednotlivých stavů

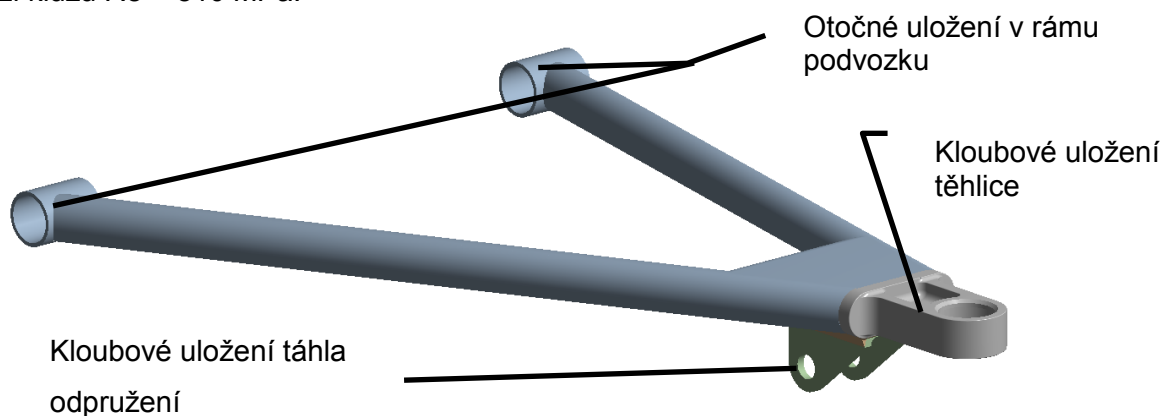
Jízdní stav	Směr působení síly			Zdvih kola mm
	Normálová síla N	Boční síla N	Podélná síla N	
Vozidlo v klidu	2844,9	0	0	0
Klidná jízda	2844,9	±853,5	0	0
Přímá jízda	3982,9	±853,5	0	0
Přejezd nerovnosti	6827,8	±853,5	1174,5	150
Vozovka s výmoly	3982,9	±2275,9	1174,5	0
Prudké brzdění	3280	0	2624	0
Prudké zrychlení	2844,9	0	1174,5	0

8.2 Výpočet napětí v horním rameni pomocí MKP

Z vypočítaných sil působících na kola vozu, zjistím síly v jednotlivých stavech na horní rameno simulovaným výpočtem v programu ANSYS. Vybral jsem jízdní stav, při kterém kolo přejíždí nerovnost a dochází v něm k maximálnímu zatížení horního ramene. Vypočítal jsem maximální napětí, deformaci a bezpečnost k mezi kluzu. Výpočty ostatních částí nápravy jsou v technické zprávě [38].

8.2.1 Výpočtový model

Výpočtový model horního ramena zavěšení jsem vytvořil v programu Inventor. Rameno tvoří čtyři kruhové profily, tři plechové díly a obráběné tělo pro kloubové ložisko. Díly ramena jsou spojené svařováním. Rameno je z oceli jakosti 25CrMo4 (ČSN 15 130) s mezí kluzu $R_e = 810$ MPa.



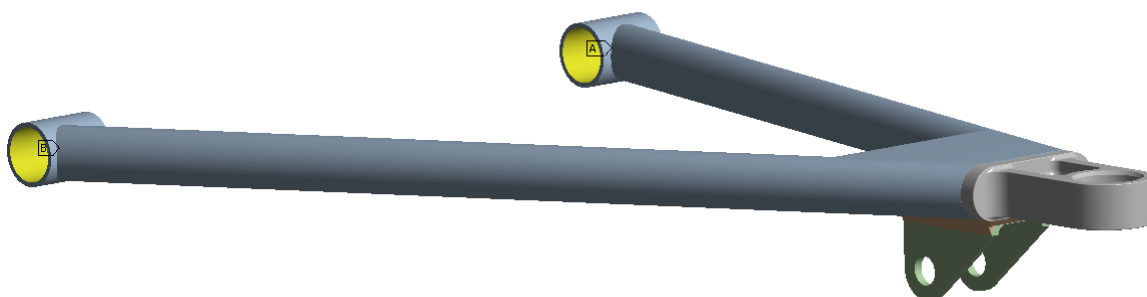
Obr. 8.4 Horní rameno

8.2.2 Zadání okrajových podmínek

Důležitým krokem před započítáním výpočtu je zadání okrajových podmínek. Pomocí kinematických a silových okrajových podmínek jsem nahradil vazby a zatížení ramena. Při chybném zadání okrajových podmínek výpočet nezkonvertuje nebo výpočet povede ke špatným výsledkům.

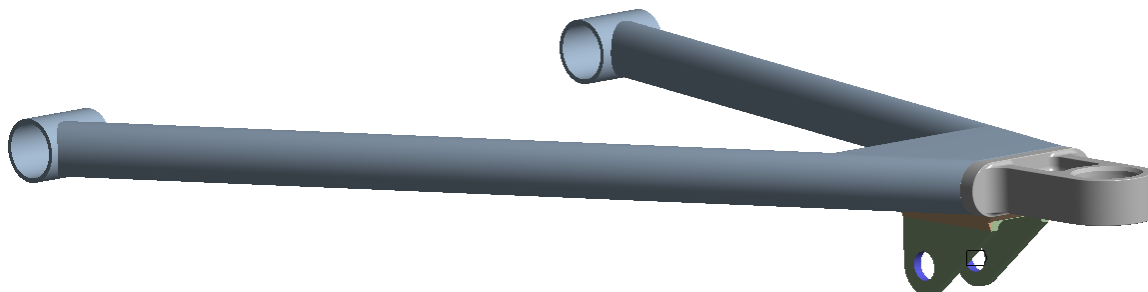
Kinematické okrajové podmínky

Konce ramena jsou uchycena přes silentblok do rámu podvozku. Silentbloky nahradím rotační vazbou, která je otočná kolen osy Y. Ostatní rotace a posuvy jsem zakázal.



Obr. 8.5 Rotační vazba

Táhlo odpružení je kloubovým okem přichyceno k držáku ramena. Zde jsem umístil kloubovou vazbu, která umožňuje všechny rotace. Táhlo je připojeno k rameni pod úhlem, a proto jsem posuvy v ose x a z zakázal.



Obr. 8.6 Kloubová vazba

Silové okrajové podmínky

Konec ramena je přes kloubové oko uchycen k těhlici. V tomto místě dochází k přenosu sil do ramena. Velikost výslednice maximální síly, která vyplývá ze simulace je $F_{MAX} = 6964,5$ N. Sílu jsem rozložil do složek X, Y a Z tak, abych nastavil její směr.

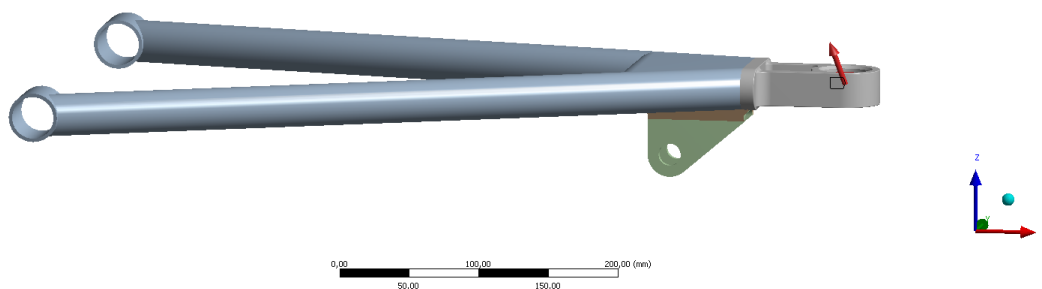
Síly:

$$X = -2282 \text{ N}$$

$$Y = -912 \text{ N}$$

$$Z = 6516,5 \text{ N}$$

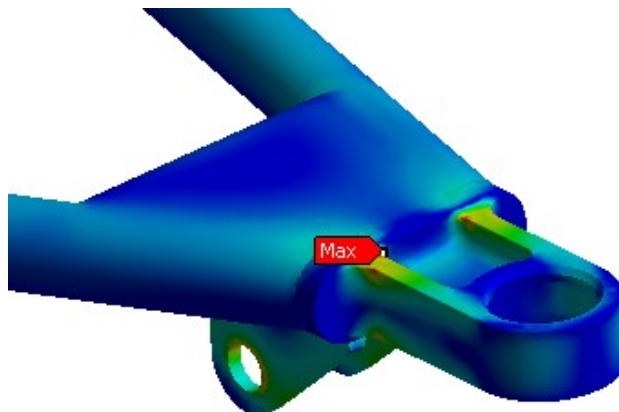
Remote Force
Time: 1, s
11.5.2015 18:05
Remote Force: 6964,5 N
Components: -2282,-912,-6516,5 N
Location: -7,9941e-016, -6,8108e-016, 1,3806 mm



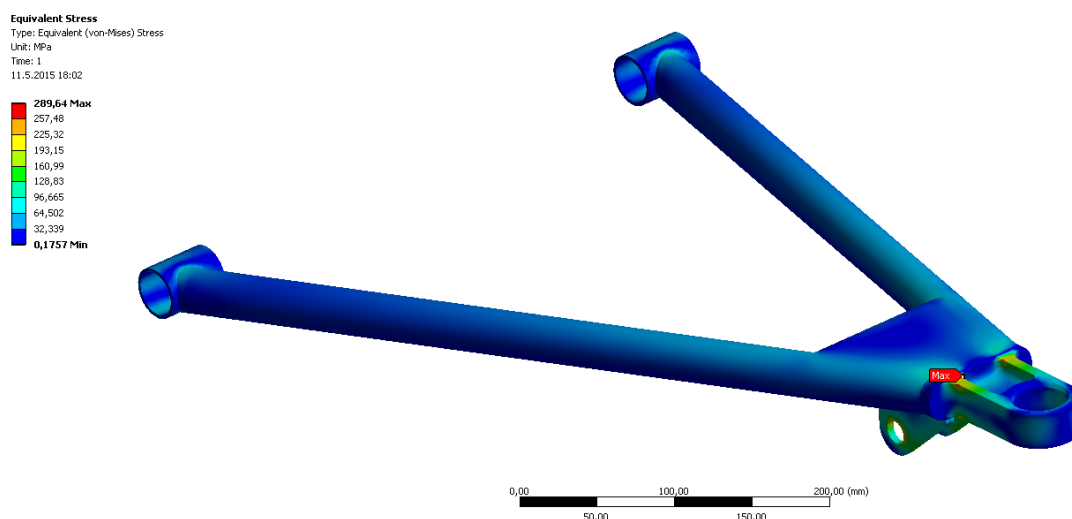
Obr. 8.7 Zatížení ramena

8.2.3 Analýza napjatosti a deformace v horním rameni

Napěťovou analýzou horního ramena jsem zjistil, že největší napětí $\sigma_{\text{red}} = 290 \text{ MPa}$ se nachází ve svaru mezi úchytem táhla odpružení a žebrem ramena.



Obr. 8.8 Detail špičky napětí



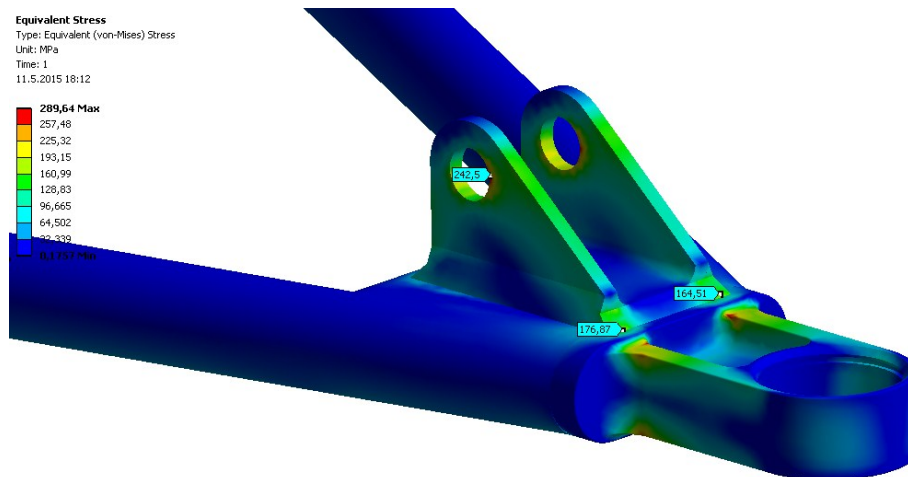
Obr. 8.9 Napěťová analýza

Výpočet bezpečnosti k mezi kluzu

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} \quad (8.20)$$

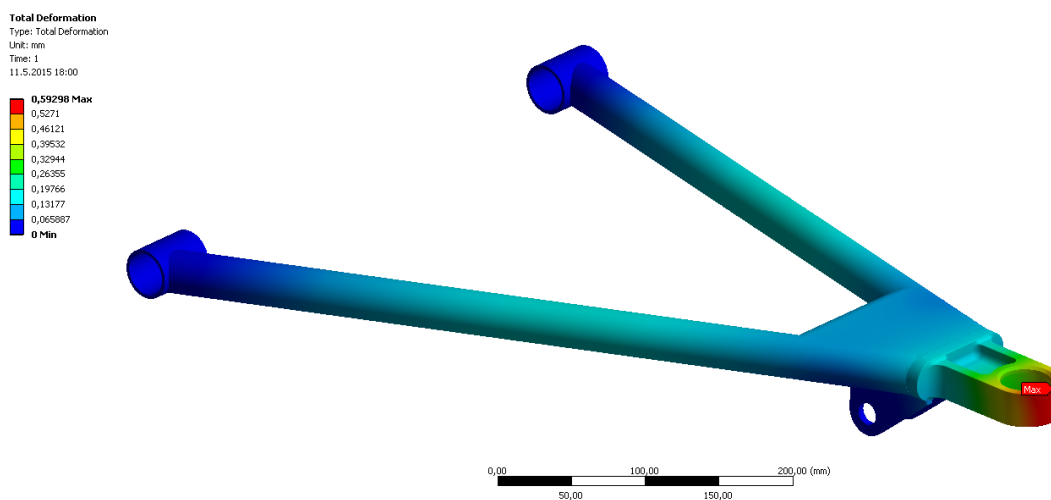
$$k = \frac{810}{290}$$

$$k = 2,8$$



Obr. 8.10 Napětí v uložení táhla

Deformační analýzou jsem zjistil, že při přejezdu nerovnosti vlivem přetížení dojde k elastické deformaci tělesa kloubového oka o 0,5 mm. což nebude mít vliv na jízdní vlastnosti.

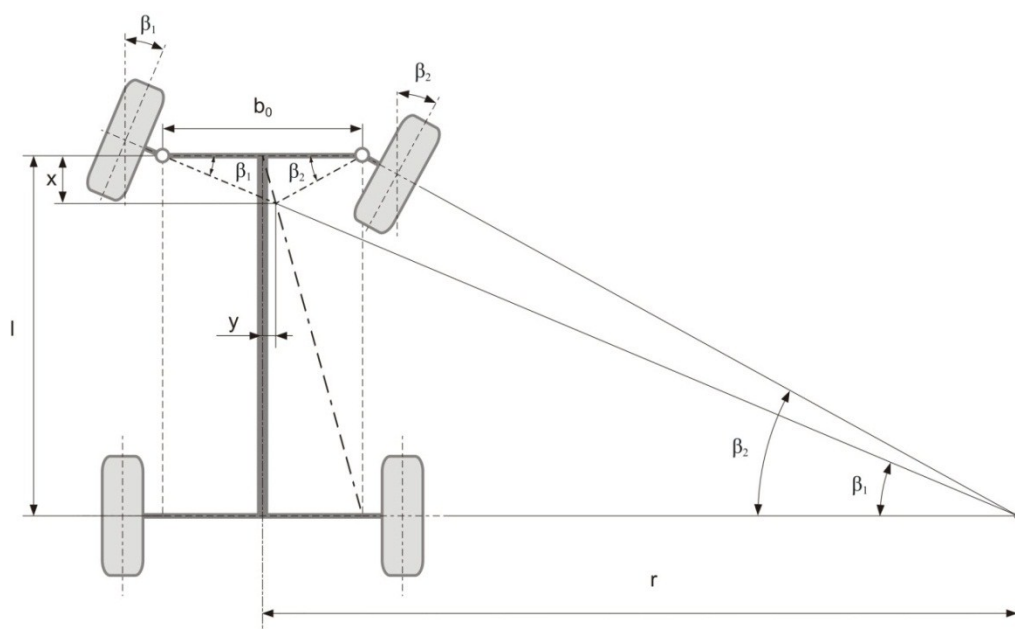


Obr. 8.10 Průběh deformace horního ramena

9 Návrh servomotoru řízení

U klasických silničních vozidel je řízení směru jízdy řešeno pomocí mechanické vazby (hřídel volantu, převodovka řízení, posilovač řízení a táhla řízení). V mém případě bude tento pohyb vykonávat servomotor řízen systémem „by-wire“. Řídicí signál ze snímače natočení volantu dostane řídicí jednotka, která pošle informace servomotoru a ten natočí kola do požadovaného rejdu. Servomotor musí mít dostatečnou sílu, aby překonal zatížení vznikající při vyrejďování kol.

Natočení řízených kol v zatáčce musí splňovat určité geometrické podmínky, aby se kola pouze odvalovala a nevznikalo smýkání pneumatik (opotřebení pneumatik) [1]. Tato geometrická podmínka se nazývá Ackermannova geometrie řízení. Prodlužené osy kol se protnou, na prodloužené ose zadní nápravy viz obr. 9.1.



Obr. 9.1 Ackermannova geometrie řízení [29]

9.1 Výpočet momentů pro návrh servomotoru

Při výpočtu uvažuji předpokládaný nejnepříznivější stav, kdy vozidlo stojí na místě, je plně naložené a dochází k natáčení kol do rejdu. Při tomto stavu vzniká tření mezi pneumatikou a vozovkou. Další zatížení vzniká při překonávání vratného momentu daného geometrií kola. Při výpočtu zanedbávám tření v kloubech, které v porovnání s ostatními odpory nejsou významné. Zvolený servomotor by měl být dostatečně výkonný, aby byla zachována určitá bezpečnost.

9.1.1 Smykové tření mezi pneumatikou a vozovkou

Při natáčení kola do rejdu vzniká ve stykové ploše mezi pneumatikou a asfaltovou vozovkou tření. Pneumatika koná rotační pohyb okolo rejdové osy. V průběhu natáčení kola do rejdu se mění poloha rejdové osy. Tento jev je daný konstrukcí zavěšení kola.

Třecí síla

$$F_t = f_t \cdot \frac{N_{S1}}{2} \quad (9.1)$$

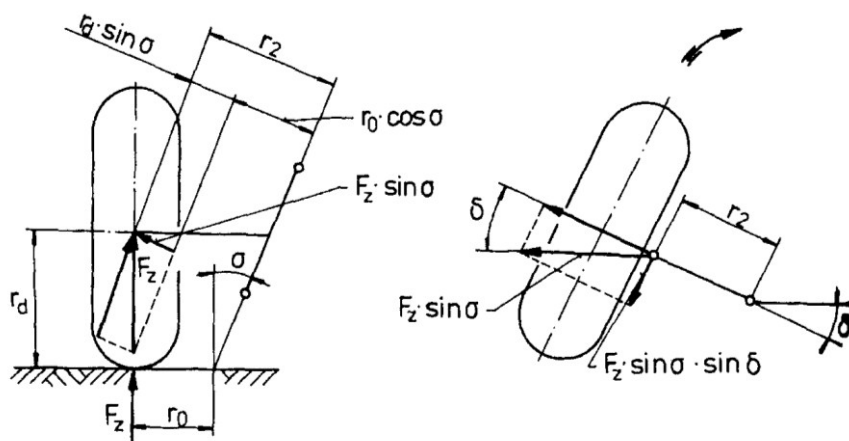
Třecí moment

$$M_t = F_t \cdot r_t \quad (9.2)$$

Podrobný výpočet s hodnotami je uveden v technické zprávě [38].

9.1.2 Vratný moment

Vratný moment vzniká vlivem příklonu rejdové osy, který nadzvedne část vozidla a tím navrací kola do přímého směru. Vratný moment působí i v uvažovaném stavu. Vztahy pro výpočet vratného momentu (9.3), (9.4) jsem použil z literatury [1]. Výpočtové vztahy jsou zjednodušeny a nezahrnují záklon rejdové osy.



Obr. 9.2 Určení vratného momentu vlivem příklonu rejdové osy [1]

Rameno vratného momentu

$$r_2 = \frac{d}{2} \cdot \sin \sigma + r_0 \cdot \cos \sigma \quad (9.3)$$

Vratný moment

$$M_\sigma = \frac{N_{S1}}{2} \cdot \sin \sigma \cdot \sin \delta \cdot r_2 \quad (9.4)$$

Na pravém a levém kole jsem zjistil rozdílné momenty, které jsou potřeba pro natočení kol. Podrobný výpočet s výsledky uvádím v technické zprávě.

9.2 Volba servomotoru řízení

Vytvořil jsem dva návrhy servořízení s různým pracovním pohybem. První variantou je mnou navržený aktuátor s kuličkovým šroubem, přičemž matice koná přímočarý pohyb a pohybuje s táhly řízení. Šroub je hnán servomotorem přes primární převod ozubeným řemenem. Aktuátor vyžaduje návrh odměřování polohy matice, aby řídicí jednotka věděla o její poloze a řízení bylo přesné. Nevýhodou je nákladná výroba a nutnost zhotovení testovacích prototypů.

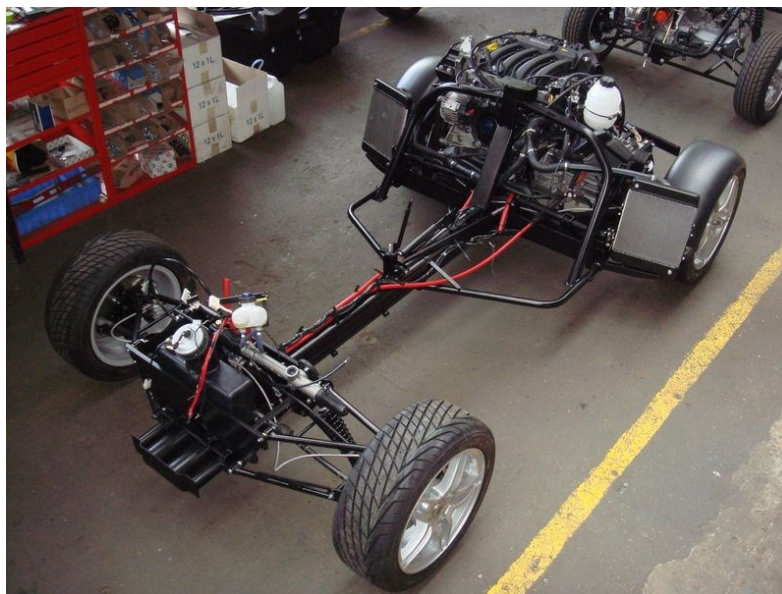
Druhou variantou je nakoupený rotační aktuátor, který natáčí pákou, na níž jsou kloubově připojena táhla řízení. Aktuátor se skládá ze stejnosměrného servomotoru a převodovky s malou vůlí. Zmíněný aktuátor je možné pořídit s odměřováním a brzdou pro přesné polohování. Využívá se pro různé aplikace, např. pro pohon ramena robotu.

Zvolil jsem druhou variantu, protože je výhodné nakoupit už vyrobený aktuátor. Dále jsem provedl kontrolu, zda je pro řízení směru dostatečně silný. Aktuátor je mírně předimenzován. Za jízdy se zátěžné momenty sníží. Podrobný výpočet a vizualizace variant řešení uvádím v technické zprávě.

10 Návrh rámu podvozku

Rám tvoří nosnou část celého vozidla. Jsou na něm umístěny všechny části vozidla včetně karoserie. Musí být dostatečně pružný, tuhý a pevný, aby dokázal odolat namáhání na krut i na ohyb.

Zvolil jsem samonosný páteřový rám. Nosný prvek rámu tvoří kruhový nebo hranatý profil, na kterém jsou umístěny nápravy, odpružení a tlumení, řízení směru, baterie a karoserie. Na obr. 10.1 je páteřový rám vozu Jawa Roadster 500.



Obr. 10.1 Podvozek vozu Jawa Roadstar 500 [32]

Předmětem návrhu pohonných baterií je i návrh umístění v rámu. Navrhl jsem čtyři varianty umístění akumulátorů v rámu. Vybral jsem nejvhodnější typ akumulátoru a umístění v rámu elektromobilu. Vše jsem uvedl v technické zprávě [38].

11 Návrh brzdového systému

U klasických automobilů je provozní brzda ovládána mechanicky pomocí stlačování kapaliny. Parkovací brzda je ovládána také mechanicky pomocí ocelového lanka. Moderní parkovací brzda automobilu je řízená elektronicky.

Brzdný moment je realizován pomocí třecího účinku. Automobily používají třecí brzdy kotoučové nebo bubnové. Kotoučová brzda má větší účinnost než bubnová a proto je nejvíce rozšířená.

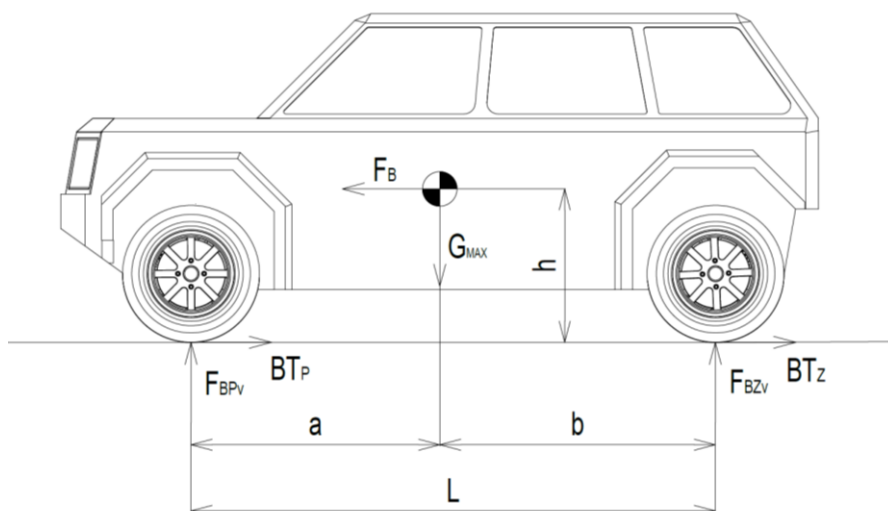
Koncepce ovládání vozidla řeším systémem „by-wire“. Ovládání brzdného momentu by mělo být pomocí elektroniky. Tento systém ovládání je ve vývoji.

Přikláním se raději k návrhu klasického brzdového systému s hydraulickým vedením a použitím třecích kotoučových brzd.

Trakční elektromotory jsou vybaveny řídicí jednotkou, která je schopna rekuperačního brzdění. Funkce elektromotorů se změní z motorického režimu, přičemž energii spotřebovává na režim generátorový a energii vyrábí. Tím se pohybová energie elektromobilu sníží. To však nelze použít k úplnému zastavení.

11.1 Návrh hydraulického brzdového systému

Výpočet hydraulického brzdového systému jsem provedl pouze teoreticky. Podvozek s různou nástavbou bude mít rozdílné vstupní parametry. Proto jsem volil parametry s určitým odhadem.



Obr. 11.1 Schéma působení sil

Dáno:

Statické zatížení kol přední nápravy	$m_P = 500 \text{ kg.}$
Statické zatížení kol zadní nápravy	$m_Z = 500 \text{ kg.}$
Maximální hmotnost vozu	$m_{\max} = 1000 \text{ kg.}$
Výška těžiště vozu od země	$h = 0,55 \text{ m.}$
Vzdálenost těžiště od přední nápravy	$a = 1,1415 \text{ m.}$
Rozvor náprav	$L = 2,283 \text{ m.}$
Rozchod kol přední nápravy	$T_P = 1,506 \text{ m.}$
Rozchod kol zadní nápravy	$T_Z = 1,506 \text{ m.}$
Poloměr kola	$r = 0,298 \text{ m.}$
Maximální rychlost vozidla	$v_{\max} = 100 \text{ km/h} = 27,78 \text{ m/s.}$
Zpomalení pro osobní vozy podle normy EHK – R13, ES 71/320 je	$a_Z = -5,8 \text{ m/s.}$

Poměrné zpomalení

Poměrné zpomalení udává poměr mezi gravitačním zrychlením g a zpomalením vozu a_Z . Zavedl jsem ho z důvodu rozdílného znaménka zrychlení a zpomalení.

$$z_0 = -\frac{a_Z}{g} \quad (11.1)$$

$$z_0 = \frac{5,8}{9,81}$$

$$z_0 = 0,591$$

Zvolil jsem mírně vyšší poměr $z_0 = 0,7$.

Tíhová síla vozu

$$G_{\max} = m_{\max} \cdot g \quad (11.2)$$

$$G_{\max} = 1000 \cdot 9,81$$

$$G_{\max} = 9810 \text{ N}$$

Podíl zatížení připadající na přední nápravu a zadní nápravu

Výpočtem jsem zjistil, jak je rozloženo zatížení mezi přední a zadní nápravou v procentech.

$$P_Z = \frac{m_P \cdot 100}{m_P + m_Z} \quad (11.3)$$

$$P_Z = \frac{500 \cdot 100}{500 + 500}$$

$$P_Z = 50 \%$$

$$Z_Z = \frac{m_Z \cdot 100}{m_Z + m_P} \quad (11.4)$$

$$Z_Z = \frac{500 \cdot 100}{500 + 500}$$

$$Z_Z = 50 \%$$

Zatížení je rovnoměrně rozloženo na nápravy.

11.2 Výpočet dynamického zatížení

Přenos podélných sil na přední a zadní nápravě při brzdění je hlavním určujícím parametrem pro zjištění směrové stability vozidla. Poloha těžiště určuje, jestli náprava bude přetížena nebo příliš odlehčena. Jestli dojde k odlehčení zadní nápravy tak, že třecí moment mezi kolem a silnicí klesne brzdný moment na zadních kolech, dojde k zablokování kol a vozidlo přechází do smyku.

Koeficienty relativní polohy těžiště

Koeficienty relativní polohy těžiště vychází z momentových rovnic. Zavedl jsem je z důvodu zjednodušení výpočtů dynamického zatížení. První koeficient ψ_b určuje poměr vzdálenosti a a rozvorem kol L . Druhý koeficient χ určuje poměr výšky těžiště h od země a rozvoru kol L .

$$\psi_b = \frac{a}{L} \quad (11.5)$$

$$\psi_b = \frac{1,1415}{2,283}$$

$$\psi_b = 0,5$$

$$\chi = \frac{h}{L} \quad (11.6)$$

$$\chi = \frac{0,55}{2,283}$$

$$\chi = 0,241$$

Celková brzdná síla

Celková brzdná síla F_B má působiště v těžišti vozu a udává, jak velkou sílu bude nutné vynaložit pro zastavení vozidla daným zpomalením $-a_z$.

$$F_B = G_{MAX} \cdot z_0 \quad (11.7)$$

$$F_B = 9810 \cdot 0,7$$

$$F_B = 6867 \text{ N}$$

Předpoklad konstantního zpomalení a rovnosti třecích koeficientů

Rovností jsem zadal předpoklad, aby zpomalení bylo konstantní a na každém kole by docházelo ke stejnému tření.

$$z_0 = \mu_P = \mu_z = z_{id}$$

Normálové síly na přední nápravě a zadní nápravě

Výpočtem síly jsem zjistil, jak velké síly budou působit na kola přední a zadní nápravy ve směru normály při maximálním zpomalení.

$$F_{BPV} = G_{MAX} \cdot (1 - \psi_b + z_0 \cdot \chi) \quad (11.8)$$

$$F_{BPV} = 9810 \cdot (1 - 0,5 + 0,7 \cdot 0,241)$$

$$F_{BPV} = 6560 \text{ N}$$

$$F_{BZV} = G_{MAX} \cdot (\psi_b - z_0 \cdot \chi) \quad (11.9)$$

$$F_{BZV} = 9810 \cdot (0,5 - 0,7 \cdot 0,241)$$

$$F_{BZV} = 3250,1 \text{ N}$$

Ideální brzdné síly na přední a zadní nápravě

Výpočtem jsem zjistil, jak velká je maximální přenositelná síla na přední nápravě. Do výpočtu vstupuje třecí koeficient μ_P , μ_z a vertikální síla na nápravu F_{BPV} , F_{BZV} . Síly působí ve stopě kola.

$$F_{BMAXPid} = \mu_P \cdot F_{BPV} \quad (11.10)$$

$$F_{BMAXPid} = 0,7 \cdot 6560$$

$$F_{BMAXPid} = 4592 \text{ N}$$

$$F_{\text{BMAXZid}} = \mu_Z \cdot F_{\text{BZv}} \quad (11.11)$$

$$F_{\text{BMAXZid}} = 0,7 \cdot 3250,1$$

$$F_{\text{BMAXZid}} = 2275,1 \text{ N}$$

Ideální brzdny moment na přední a zadní nápravě

Přepočtem ideálních brzdnych sil jsem zjistil, jak velké ideální brzdne momenty bude muset brzdový systém zmařit. Ve výpočtu uvažuji s nezátženým poloměrem kola r . Brzdny moment bude vyšší a tím dojde ke zvýšení i koeficientu bezpečnosti.

$$BT_{\text{Pid}} = F_{\text{BMAXPid}} \cdot r \quad (11.12)$$

$$BT_{\text{Pid}} = 4592 \cdot 0,298$$

$$BT_{\text{Pid}} = 1368,4 \text{ Nm}$$

$$BT_{\text{Zid}} = F_{\text{BMAXZid}} \cdot r \quad (11.13)$$

$$BT_{\text{Zid}} = 2275,1 \cdot 0,298$$

$$BT_{\text{Zid}} = 678 \text{ Nm}$$

Ideální rozdělení brzdnych sil při zpomalení na přední a zadní nápravě

Výpočtem jsem zjistil jaké je ideální rozložení mezi přední a zadní nápravou.

$$F_P = \frac{F_{\text{BMAXPid}}}{F_{\text{BMAXPid}} + F_{\text{BMAXZid}}} \quad (11.14)$$

$$F_P = \frac{4592}{4592 + 2275,1}$$

$$F_P = 66,9 \%$$

$$F_Z = 1 - F_P \quad (11.15)$$

$$F_Z = 1 - 0,669$$

$$F_Z = 33 \%$$

Na přední nápravě dojde k vyvinutí větší brzdne síly než na zadní nápravě.

11.3 Výpočet potřebného tlaku v hydraulických okruzích

Na přední nápravu jsem zvolil rozměr brzdových kotoučů $D_P = 0,292$ m z důvodu vysokého zatížení přední nápravy. Na zadní nápravu jsem použil stejný průměr kotouče jako na přední nápravě z důvodu malého průměru pístku brzdíče.

Dáno:

Koeficient tření mezi destičkou a kotoučem	$\mu_L = 0,46$
Průměr předního brzdového kotouče	$D_P = 0,292$ m
Průměr zadního brzdového kotouče	$D_Z = 0,292$ m
Čelní plocha válců předního brzdového třmenu	$S_P = 0,003166$ m ²
Čelní plocha válců zadního brzdového třmenu	$S_Z = 0,0007175$ m ²
Efektivní výška brzdových kotoučů	$s_h = 40$ mm

Efektivní poloměr předního a zadního brzdového kotouče

Výpočtem efektivního poloměru jsem zjistil, na jakém poloměru bude působit třecí síla brzdového kotouče.

$$r_{\text{effP}} = \frac{D_P}{2} - \frac{s_h}{2} \quad (11.16)$$

$$r_{\text{effP}} = \frac{292}{2} - \frac{40}{2}$$
$$r_{\text{effP}} = 126 \text{ mm}$$

$$r_{\text{effZ}} = \frac{D_Z}{2} - \frac{s_h}{2} \quad (11.17)$$

$$r_{\text{effZ}} = \frac{292}{2} - \frac{40}{2}$$
$$r_{\text{effZ}} = 126 \text{ mm}$$

Tlak v předním a zadním brzdovém okruhu

Výpočtem jsem zjistil potřebný tlak v předním a zadním brzdovém okruhu. Do výpočtu vstupuje ideální brzdný moment na přední nebo zadní nápravě, tření brzdové destičky, plocha brzdového kotouče a efektivní poloměr kotouče.

$$p_{\text{MAXP}} = \frac{BT_{\text{Pid}}}{2 \cdot \mu_L \cdot S_P \cdot r_{\text{effP}}} \quad (11.18)$$

$$p_{\text{MAXP}} = \frac{1368,4}{2 \cdot 0,46 \cdot 0,003166 \cdot 0,126}$$

$$p_{\text{MAXP}} = 3,7 \text{ MPa}$$

$$p_{\text{MAXZ}} = \frac{BT_{\text{Zid}}}{2 \cdot \mu_L \cdot S_Z \cdot r_{\text{effZ}}} \quad (11.19)$$

$$p_{\text{MAXZ}} = \frac{678}{2 \cdot 0,46 \cdot 0,0007175 \cdot 0,126}$$

$$p_{\text{MAXZ}} = 8,1 \text{ MPa}$$

11.4 Výběr hlavních brzdových válců

Brzdové válce jsem volil tak, abych dostal potřebné síly na brzděné nápravy. Brzdový pedál umožňuje změnu rozložení sil na brzdové válce pomocí vahadla. Při testování brzd je možné měnit poměr sil na brzdové válce a tím vhodně nastavit tlaky v brzdovém vedení.

Volím:

Rozdělení brzdných sil $i_B = 0,7$

Pedálový poměr $P_R = 5,25$ [36]

Maximální nožní síla na pedál podle normy EHK – R13, ES 71/320 je $P_E = 500 \text{ N}$ [2]

Maximální brzdná síla na přední a zadní nápravě

Výpočtem jsem zjistil maximální brzdné síly na přední a zadní nápravě při rozdělení brzdných $i_B = 0,7$.

$$F_{\text{BPa}} = F_B \cdot i_B \quad (11.25)$$

$$F_{\text{BPa}} = 6867 \cdot 0,7$$

$$F_{\text{BPa}} = 4806,9 \text{ N}$$

$$F_{\text{BZa}} = F_B \cdot (1 - i_B) \quad (11.26)$$

$$F_{\text{BZa}} = 6867 \cdot (1 - 0,7)$$

$$F_{\text{BZa}} = 2060,1 \text{ N}$$

Maximální brzdný moment na přední a zadní nápravě

Maximální brzdný moment jsem vypočítal pro určení maximálního potřebného tlaku v brzdových okruzích.

$$M_{\text{BPa}} = F_{\text{BPa}} \cdot r \quad (11.27)$$

$$M_{\text{BPa}} = 4806,9 \cdot 0,298$$

$$M_{\text{BPa}} = 1432,5 \text{ Nm}$$

$$M_{BZa} = F_{BZa} \cdot r \quad (11.28)$$

$$M_{BZa} = 1373,4 \cdot 0,298$$

$$M_{BZa} = 409,3 \text{ Nm}$$

Maximální potřebný tlak v brzdovém okruhu předních a zadních brzd

Výpočtem jsem zjistil potřebný tlak v předním a zadním brzdovém okruhu. Do výpočtu vstupuje maximální skutečný moment na přední nebo zadní nápravě, tření brzdové destičky, plocha brzdového kotouče a efektivní poloměr brzdového kotouče.

$$p_{MAXPa} = \frac{M_{BPa}}{2 \cdot \mu_L \cdot S_P \cdot r_{effP}} \quad (11.29)$$

$$p_{MAXPa} = \frac{1637,1}{2 \cdot 0,46 \cdot 0,003166 \cdot 0,126}$$

$$p_{MAXPa} = 4,5 \text{ MPa}$$

$$p_{MAXZa} = \frac{M_{BZa}}{2 \cdot \mu_L \cdot S_Z \cdot r_{effZ}} \quad (11.30)$$

$$p_{MAXZa} = \frac{409,3}{2 \cdot 0,46 \cdot 0,0007175 \cdot 0,126}$$

$$p_{MAXZa} = 4,9 \text{ MPa}$$

Síla působící na společné uložení brzdových válců

Velikost síly působící na společné uložení jsem vypočítal z maximální ovládací síly na pedál P_E a poměru převodu pedálu brzdy P_R .

$$F_{Pp} = P_R \cdot P_E \quad (11.31)$$

$$F_{Pp} = 5,25 \cdot 500$$

$$F_{Pp} = 2625 \text{ N}$$

Síla působící na píst brzdového válce předního a zadního okruhu pro střední polohu vahadla

Celkovou sílu na pedál jsem rovnoměrně rozložil mezi válce předního a zadního okruhu. Přestavením vahadla pedálu je možné tento poměr pozměnit.

$$F_{MCP} = 0,5 \cdot F_{Pp} \quad (11.32)$$

$$F_{MCP} = 0,5 \cdot 2625$$

$$F_{MCP} = 1312,5 \text{ N}$$

$$F_{MCZ} = 0,5 \cdot F_{Pp} \quad (11.33)$$

$$F_{MCZ} = 0,5 \cdot 2625$$

$$F_{MCZ} = 1312,5 \text{ N}$$

Plocha pístku hlavního brzdového válce předního a zadního okruhu

V tomto kroku jsem vypočítal plochu pístku předního a zadního okruhu. Do výpočtu vstupuje síla vyvolaná na pístek brzdového válce a potřebný tlak v brzdovém okruhu.

$$S_{MCP} = \frac{F_{MCP}}{p_{MAXPa}} \quad (11.34)$$

$$S_{MCP} = \frac{1312,5}{4,5}$$

$$S_{MCP} = 2,942 \text{ cm}^2$$

$$S_{MCZ} = \frac{F_{MCZ}}{p_{MAXZa}} \quad (11.35)$$

$$S_{MCZ} = \frac{1312,5}{4,9}$$

$$S_{MCZ} = 2,667 \text{ cm}^2$$

Průměr pístku hlavního brzdového válce předního a zadního okruhu

Tímto přepočtem jsem se dostal k průměru pístku brzdového válce předního a zadního okruhu.

$$d_{MCP} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{MCP}}{\pi}} \quad (11.36)$$

$$d_{MCP} = 2 \cdot \sqrt{\frac{2,942}{\pi}}$$

$$d_{MCP} = 1,935 \text{ cm} = 19,35 \text{ mm}$$

$$d_{MCZ} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{MCZ}}{\pi}} \quad (11.37)$$

$$d_{MCZ} = 2 \cdot \sqrt{\frac{2,667}{\pi}}$$

$$d_{MCZ} = 1,843 \text{ cm} = 18,43 \text{ mm}$$

11.5 Přepočet pro reálně použité komponenty

Nyní jsem zpětně vypočítal brzdné síly s reálnými komponenty tak, aby byla splněna podmínka stability brzdění.

Průměr pístku předního okruhu $d_{MCPR} = 19,05 \text{ mm}$

Průměr pístku zadního okruhu $d_{MCZR} = 17,78 \text{ mm}$

Tlak v brzdovém okruhu předních a zadních brzd

Nyní jsem provedl výpočet tlaku v předním a zadním brzdovém okruhu při použití reálných brzdových válců.

$$p_{PR} = \frac{F_{MCP}}{S_{MCPR}} \quad (11.38)$$

$$p_{PR} = \frac{F_{MCP}}{\pi \cdot \left(\frac{d_{MCPR}}{2}\right)^2}$$

$$p_{PR} = \frac{1312,5}{\pi \cdot \left(\frac{19,05}{2}\right)^2}$$

$$p_{PR} = 4,581 \text{ MPa}$$

$$p_{ZR} = \frac{F_{MCZ}}{S_{MCZR}} \quad (11.39)$$

$$p_{ZR} = \frac{F_{MCZ}}{\pi \cdot \left(\frac{d_{MCZR}}{2}\right)^2}$$

$$p_{ZR} = \frac{1312,5}{\pi \cdot \left(\frac{17,78}{2}\right)^2}$$

$$p_{ZR} = 5,274 \text{ MPa}$$

Brzdný moment na přední a zadní nápravě

Z reálných tlaků v předním a zadním okruhu jsem vypočítal reálné brzdné momenty.

$$M_{BPR} = 2 \cdot p_{PR} \cdot \mu_L \cdot S_P \cdot r_{effP} \quad (11.40)$$

$$M_{BPR} = 2 \cdot 4581000 \cdot 0,46 \cdot 0,003166 \cdot 0,126$$

$$M_{BPR} = 1681,2 \text{ Nm}$$

$$M_{BZR} = 2 \cdot p_{ZR} \cdot \mu_L \cdot S_Z \cdot r_{effZ} \quad (11.41)$$

$$M_{BZR} = 2 \cdot 5274000 \cdot 0,46 \cdot 0,0007175 \cdot 0,126$$

$$M_{BZR} = 438,7 \text{ Nm}$$

Vyvinutá brzdná síla na kole přední a zadní nápravy

Z reálných brzdných momentů na kolech přední a zadní nápravy jsem zjistil brzdné síly. V dalším kroku jsem porovnal tyto síly s maximálními brzdnými ideálními silami na přední a zadní nápravě.

$$F_{BPR} = \frac{M_{BPR}}{r} \quad (11.42)$$

$$F_{BPR} = \frac{1681,2}{0,298}$$

$$F_{BPR} = 5641,6 \text{ N}$$

$$F_{BZR} = \frac{M_{BZR}}{r} \quad (11.43)$$

$$F_{BZR} = \frac{438,7}{0,298}$$

$$F_{BZR} = 1472,1 \text{ N}$$

Kontrola stability pro reálně osazené komponenty

$$F_{BPR} > F_{BMAXPid}$$

$$5641,6 > 4592$$

$$F_{BZR} < F_{BMAXZid}$$

$$1472,1 < 2275,1$$

Z podmínky stability je vidět, že na přední nápravě dojde k zablokování kol. Tím je podmínka splněna. Poměr sil na pedál lze měnit podle potřeby přestavením vahadla.

11.6 Použité komponenty

Při výpočtu jsem vycházel z reálných komponent, které lze nakoupit. Na trhu je spousta firem s brzdovými komponenty. Zvolil jsem firmu Wilwood.

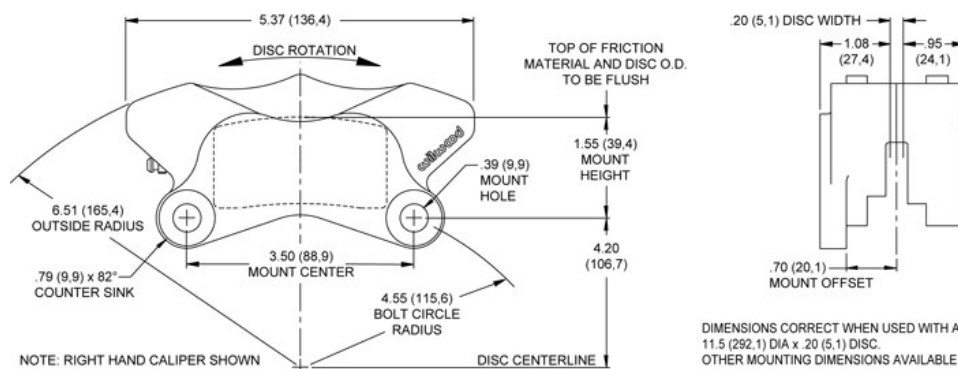
11.6.1 Brzdové třmeny

Přední třmen

Vybral jsem brzdové třmeny od firmy Wilwood. Přední třmen je hydraulický se čtyřmi pístky. Je primárně určen pro zabudování na zadní vidlici motocyklu. Tělo je vyrobeno z hliníkové slitiny. Výhodou je nízká hmotnost a malé rozměry.



Obr. 11.1 Brzdový třmen Wilwood GP310 [33]



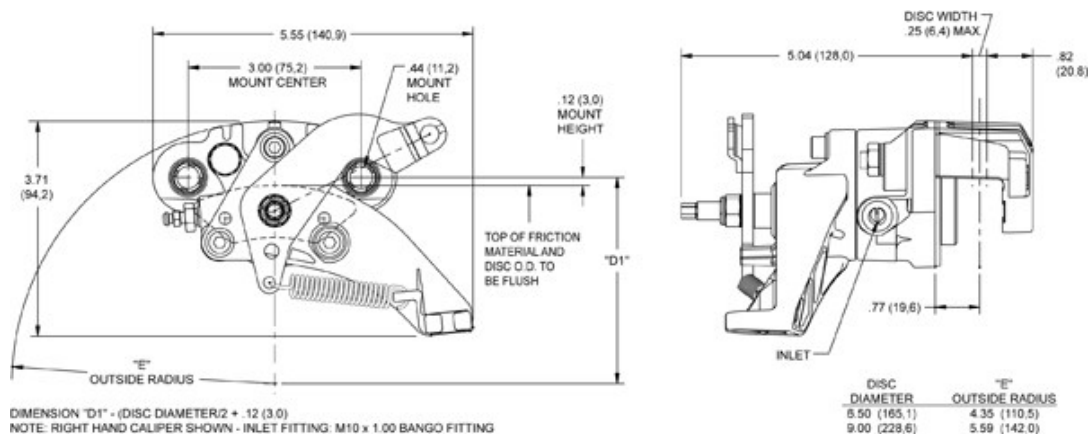
Obr. 11.2 Rozměry třmenu Wilwood GP310 [33]

Zadní třmen

Zadní brzdový třmen má jeden pístek ovládaný hydraulicky nebo mechanicky. Provozní brzda je hydraulická. Parkovací brzda je mechanická, ovládaná pomocí lanka. Tělo brzdového třmenu je z hliníkové slitiny.



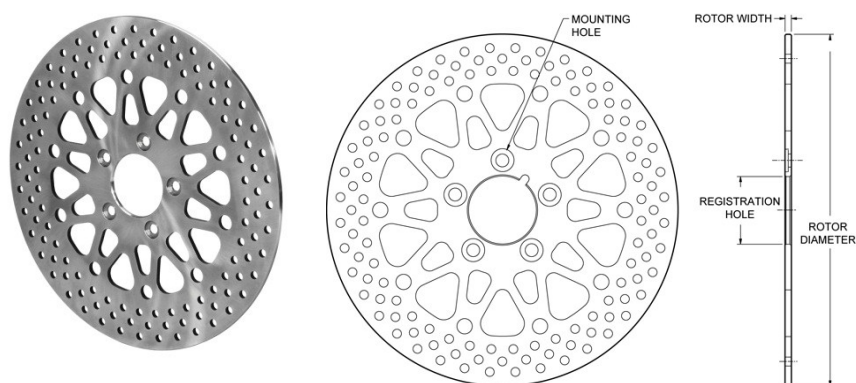
Obr. 11.3 Brzdový třmen Wilwood HM [34]



Obr. 11.4 Rozměry třmeny Wilwood HM [34]

11.6.2 Brzdové kotouče

Brzdové kotouče na přední a zadní nápravě volím stejného průměru a to $D_p = D_z = 292$ mm. Primárně je brzdový kotouč určený na motocykly. Kvůli účinnějšímu chlazení je po své ploše odlehčen otvory. Materiál kotouče je ocel.



Obr. 11.5 Brzdový kotouč Wilwood [35]

11.6.3 Brzdové válce

Brzdové válce volím od stejné značky jako brzdové třmeny. Pro přední brzdové třmeny má průměr pístku $d_{MCPR} = 19,05$ mm. Brzdový válec pro zadní třmeny má průměr $d_{MCZR} = 17,78$ mm. Tělo válce je hliníkové. Nádobka na brzdovou kapalinu je externí a s brzdovým válcem je propojená pomocí hadice.



Obr. 11.6 Brzdový válec Wilwood [36]

11.6.4 Pedál brzdy

Brzdové válce je možné umístit přímo do univerzálního pedálového boxu od firmy Wilwood. Tělo pedálu je určeno pro dva brzdové válce. Vahadlo pedálu umožňuje nastavení rozložení brzdné síly mezi brzdové válce pomocí šroubu a matice.



Obr. 11.7 Pedál brzdy Wilwood 340-1285 [36]

12 Závěr

Vytvořil jsem přehled elektromobilů. Zhodnotil jsem jejich konstrukční řešení a na základě toho jsem navrhoval podvozek elektromobilu.

Podvozek elektromobilu jsem začal navrhovat od vhodné pneumatiky. Navrhl jsem pneumatiku o rozměru 185/65 R14 s vhodným dezénem do terénu a na cestu. Rozměr pneumatiky je stejný a změna je pouze v dezénu. Splnil jsem podmínku minimálního průměru, který činí 450 mm. Zvolený průměr pneumatiky je $d = 596,1$ mm. V tab. 8 jsem uvedl náhradní varianty rozměru pneumatik. Náhradní pneumatika může mít rozměr 165/65 R15.

Před výběrem vhodné pohonné jednotky jsem provedl návrhový výpočet jízdních odporů, které je potřeba při jízdě překonat. Uvažoval jsem s jízdním odporem valení, stoupání a vzduchu. Při výpočtu uvažuji s odporem valení po polní cestě a také po asfaltové silnici. Pro oba povrchy jsem vytvořil silové průběhy v určitém úhlu stoupání s uvažováním odporu vzduchu. Minimální podmínku, kterou musí pohon splnit, je jízda po nakloněné polní cestě. Navrhovaný elektromotor jsem umístil do každého kola jako přímý pohon. V součtu čtyř motorů splňuje minimální podmínku. Krátkodobý dosahovaný točivý moment od minimálních otáček je 1400 Nm. Podvozek má pohon všech čtyř kol a je schopen jízdy v terénu.

Dále jsem postupoval návrhem zavěšení kol přední nápravy. V počátku jsem volil lichoběžníkové zavěšení kola. Z důvodu obsazeného prostoru kola elektromotorem a nemožností dosáhnout vhodné geometrie se přikláním použít nezávislé víceprvkové zavěšení kola. Horní rameno zůstalo klasické jako u lichoběžníkového zavěšení. Spodní rameno jsem rozdělil na dvě a vůči sobě je sklonil. Jejich průsečík udává bod, kterým prochází rejdová osa. Podvozek má říditelné obě nápravy. Při návrhu zadní nápravy jsem vycházel ze stejné koncepce jako u přední nápravy. Podvozek má zvýšenou světlou výšku, která je nejvíce využívána v terénu. Přizpůsobil jsem terénním podmínkám i zdvihy kol. Navrhované parametry zavěšení kol a 3D vizualizace jsem uvedl v technické zprávě.

Navrhl jsem odpružení kola s převodem nazývaný Pull-rod. Pohyb horního ramene jsem převedl na tlumící jednotku táhlem a pákou. Rozdílné velikosti zdvihů kola a tlumící jednotky jsem vyrovnal pákou s rozdílnými délkami ramen. Tlumící jednotka se skládá z olejového tlumiče a vinuté pružiny. Výpočty odpružení jsem uvedl v technické zprávě. Při návrhu odpružení neřeším stabilizátor. Podvozek bez stabilizátoru musí projíždět zatáčky sníženou rychlostí.

Vypočítal jsem zatížení kola v jízdních stavech. Pro dimenzování součástí nápravy použiji maximální zatížení. Provedl jsem kontrolu horního zadního ramena zavěšení. Pomocí simulovaného zatížení celé sestavy podvozku v jízdních stavech jsem zjistil maximální zatížení, které působí na horní rameno. Nejvíce je zatíženo rameno, když kolo přejíždí přes nerovnost. Metodou konečných prvků jsem zjistil největší napětí v horním rameni. Redukované napětí dosahuje velikosti $\sigma_{\text{red}} = 290 \text{ MPa}$. Rameno je z oceli jakosti 25CrMo4 (ČSN 15 130) s mezí kluzu $Re = 810 \text{ MPa}$. Dosahovaná bezpečnost je $k = 2,8$. Jedná se o zátěžový mezní stav. Rameno vyhovuje.

Řízení směru jsem vyřešil bez mechanické vazby systémem „by-wire“. Kola do rejdu natáčí elektrický aktuátor. Navrhl jsem dvě varianty, z nichž jsem vybral nejvhodnější řešení, kterým je rotační aktuátor s pákou a táhly. Zjistil jsem potřebný moment pro natočení kol do rejdu při stojícím vozidle. Zvolený aktuátor má dostatečný moment pro řízení směru. Rozdíl vyježdování pravého a levého kola splňuje Ackermanovu podmínku.

Před volbou vhodného rámu jsem vytvořil několik variant řešení tvaru rámu podvozku. Při návrhu rámu jsem také řešil, jaké baterie budou pohánět elektromobil a kde budou umístěny. V první variantě jsem baterie umístil do rámu naplocho, aby podlaha byla co možná nejnižší. Ve druhé variantě jsem umístil baterie pod sedačky. Ve třetí variantě jsem baterie umístil do hranatého profilu, který zároveň tvoří páteřový rám podvozku. Varianty řešení rámu a zvolený typ baterie jsem podrobně uvedl v technické zprávě [38].

Systém ovládání brzd „by-wire“ je zatím ve vývoji. Proto jsem navrhl klasický hydraulicky ovládaný brzdový systém. Kompletně jsem vypočítal všechny parametry provozního brzdového systému s použitím nakupovaných dílů. Přední třmeny mají čtyři pístky. Zadní třmeny mají jeden pístek kombinovaně ovládaný. Parkovací brzda je ovládaná lankem. Průměr brzdových kotoučů je $D_p = D_z = 292 \text{ mm}$. Brzdový válec je zvlášť pro přední a zadní okruh z důvodu rozdílných tlaků. Pro ovládání brzdových válců je možné pořídit i pedál s vahadlem na rozdělení brzdné síly.

13 Použitá literatura

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: F. Vlk, 2006, vii, 464 s. ISBN 80-239-6464-x.
- [2] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: F. Vlk, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [3] REIMPELL, JörnSEN. *Fahrwerktechnik: Grundlagen*. 3. überarb. Aufl. Würzburg: Vogel, 1995, 426 s. ISBN 3-8023-1507-3
- [4] REIMPELL, JörnSEN. *Fahrmerktechnik 2*. Würzburg: Vogel-Verlag, 1973, 352 s. ISBN 3-8023-0513-2
- [5] TOMÁŠEK, P. *Návrh zadní přední nápravy formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 99 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [6] ŠTYLÁREK, M. *Konstrukce brzdového systému formule student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 71 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.
- [7] *Peugeot ion* [online]. 2009 [cit. 2015-05-07]. Dostupný z WWW: < www.hybrid.cz >.
- [8] *Courb C – zen* [online]. 2013 [cit. 2015-05-07]. Dostupný z WWW: < www.courb.net >.
- [9] *Venturi America* [online]. 2013 [cit. 2015-05-07]. Dostupný z WWW: < en.venturi.fr >.
- [10] *Tesla model S* [online]. 2013 [cit. 2015-05-07]. Dostupný z WWW: < www.motortrend.com >.
- [11] *BMW i3* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07]. Dostupný z WWW: < www.caranddriver.com >.

- [12] *GM HY-WIRE* [online]. 2013 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.netcarshow.com >.
- [13] *Pneumatika Michelin* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.pneuhajek.cz >.
- [14] *Pneumatika krosová* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.kupuj-pneu.cz >.
- [15] *Zimní protektor HPL 4* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.pneuvranik.cz >.
- [16] *Letní pneumatika* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.pneuvranik.cz >.
- [17] *Electric Car Hub Motor* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < tzquanshun.en.alibaba.com >.
- [18] *Electric Tricycle Hub Motor* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < tzquanshun.en.alibaba.com >.
- [19] *KG242 high power hub motor* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.alibaba.com >.
- [20] *Úhel odklonu kola* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.autolexicon.net >.
- [21] *Příklon rejdové osy* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.autolexicon.net >.
- [22] *Záklon rejdové osy* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.autolexicon.net >.
- [23] *Úhel sbíhavosti* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.autolexicon.net >.
- [24] *Poloha středu klopení* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.autolexicon.net >.

- [25] *Pěti-prvkový závěs kola* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.pouzite-autodily.cz >.
- [26] *ABC suspension for high levels of comfort* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < eblog.mercedes-benz-passion.com >.
- [27] *Tlumič pérování přední Škoda 120* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.autotypautodily.cz >.
- [28] *Vinutá pružina* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.nahradni-auto-dily.eu >.
- [29] *Ackermannova geometrie řízení* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.autolexicon.net >.
- [30] *Akumulátor LiFeYPO₄ 3,2 V/ 100 Ah* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < eskuotr.cz >.
- [31] *Akumulátor LiFeYPO₄ 12 V/ 90 Ah* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < eskuotr.cz >.
- [32] *Jawa roadster 500* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.forum-auto.com >.
- [33] *Brzdový třmen Wilwood GP310* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.wilwood.com >.
- [34] *Brzdový třmen Wilwood HM* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.wilwood.com >.
- [35] *Brzdový kotouč* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < www.wilwood.com >.
- [36] *Brzdový válec Wilwood* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < eshop.renovak.cz >.
- [37] *Pedál brzdy Wilwood 340-1285* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07].
Dostupný z WWW: < eshop.renovak.cz >.

- [38] PLÁŠEK, Petr: *Konstrukční řešení podvozku elektromobilu využitelného pro volnočasové aktivity a turismus*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2015. Technická zpráva.

14 Přílohy

- 1) Výkres sestavy: HORNÍ ZADNÍ RAMENO L, označení: A2–EP–001